



KERNFORSCHUNGSANLAGE JÜLICH GmbH

Institut für Reaktorbauelemente

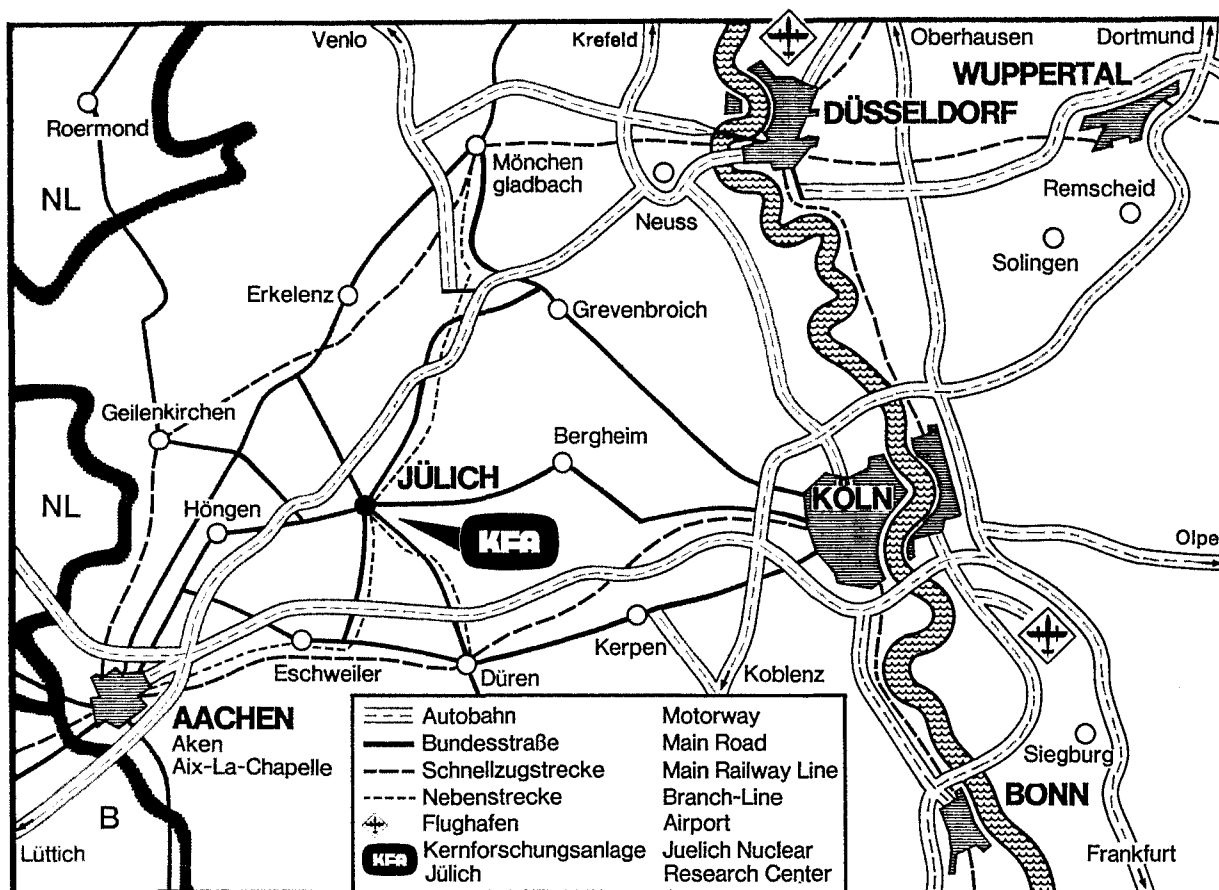
**Wärme- und strömungstechnische
Untersuchungen an einem querdurch-
strömten Rohrbündel-Wärmeaustauscher
mit niedrig berippten Rohren
bei großen Reynolds-Zahlen**

von

H. G. Groehn

**Jül - 1462
Oktober 1977**

Als Manuskript gedruckt
ISSN 0366-0885



Berichte der Kernforschungsanlage Jülich – Nr. 1462

Institut für Reaktorbauelemente Jülich - 1462

Im Tausch zu beziehen durch: ZENTRALBIBLIOTHEK der Kernforschungsanlage Jülich GmbH,
Jülich, Bundesrepublik Deutschland

**Wärme- und strömungstechnische
Untersuchungen an einem querdurch-
strömten Rohrbündel-Wärmeaustauscher
mit niedrig berippten Rohren
bei großen Reynolds-Zahlen**

von

H. G. Groehn

INVESTIGATION ON FLOW AND HEAT TRANSFER FOR A STAGGERED TUBE BANK OF LOW FINNED TUBES AT HIGH REYNOLDS NUMBERS

by

H. G. Groehn

ABSTRACT

A ten rows deep tube bundle with 15 tubes in each row all of which were cooled has been tested (root diameter of the tubes $D = 22,2$ mm, fin height $h = 1,46$ mm, fin pitch $t = 1,25$ mm). The mean heat transfer coefficient and pressure drop has been determined in the range of $5 \cdot 10^3 < Re < 7 \cdot 10^5$. The results were compared with semiempirical formulas given by Th.E. Schmidt, A. Skrinska and J. Stasiulewitschius and W. Kast. In the same test series the heat transfer of each row has been measured. Besides that the influence of half tubes which were fixed at the walls of the duct on heat transfer and flow resistance was investigated. Finally was made an attempt to judge about the advantages due to finning the tubes.

WÄRME- UND STRÖMUNGSTECHNISCHE UNTERSUCHUN-
GEN AN EINEM QUERDURCHSTRÖMTEN ROHRBÜNDEL-
WÄRMEAUSTAUSCHER MIT NIEDRIG BERIPPTE
ROHREN BEI GROSSEN REYNOLDS-ZAHLEN

von

H. G. Groehn

KURZFASSUNG

Für ein Wärmetauschermodell, bestehend aus 10 hintereinanderliegenden Rohrreihen mit je 15 Rippenrohren (Kernrohrdurchmesser $D = 22,2$ mm, Rippenhöhe $h = 1,46$ mm, Rippenteilung $t = 1,25$ mm), dessen sämtliche Rohre am Wärmeaustausch beteiligt waren, wurden im Strömungsbereich $5 \cdot 10^3 < Re < 7 \cdot 10^5$ die mittlere Wärmeübergangszahl und der Strömungswiderstand experimentell ermittelt und mit Berechnungsvorschlägen von Th.E. Schmidt, A. Skrinska und J. Stasiulewitschius sowie W. Kast verglichen. Gleichzeitig wurde der Anteil der einzelnen hintereinanderliegenden Rohrreihen an der Wärmeübergangszahl der Rohranordnung gemessen. Ferner wurde der Einfluß von Halbrohren an den Berandungen des Wärmeaustauschers auf das wärme- und strömungstechnische Verhalten der Rohranordnung untersucht. Schließlich wurde versucht, eine Bewertung der durch die Berippung der Rohre erzielbaren wärme- und strömungstechnische Vorteile vorzunehmen.

An dieser Stelle sei vermerkt, daß Herr Dipl.-Ing. Scholz wesentlichen Anteil am Zustandekommen der Untersuchung hatte und daß auch die Planung und Vorbereitung der Versuche in Zusammenarbeit mit Herrn Dipl.-Ing. Scholz erfolgte. Dankend sei ferner die sorgfältige Durchführung der Messungen durch die Betriebsmannschaft des Hochdruck-Gas-Kanals unter der Leitung von Herrn Ing.-grad. G. Türk und Herrn P. Sauer erwähnt.

INHALTSVERZEICHNIS

1. Bezeichnungen, Kennzahlen
2. Aufgabenstellung
3. Versuchsaufbau
4. Meßtechnik
 - 4.1 Temperaturen
 - 4.2 Drücke, Druckdifferenzen
 - 4.3 Mengenmessung
 - 4.4 Wärmeleistung
 - 4.5 Geschwindigkeitsprofil
 - 4.6 Meßwerterfassung, Versuchsauswertung
5. Grundlagen der Versuchsauswertung
 - 5.1 Wärmeübergang
 - 5.2 Strömungswiderstand
 - 5.3 Stoffwertbezugstemperatur
 - 5.4 Fehlerabschätzung
6. Meßergebnisse
 - 6.1 Mittlere Wärmeübergangszahl des zehnstufigen Rohrbündels
 - 6.2 Mittlere Wärmeübergangszahl einer Rohranordnung mit mehr als zehn Rohrreihen
 - 6.3 Wärmeübergang in den einzelnen hintereinanderliegenden Rohrreihen
 - 6.4 Widerstandsbeiwert der zehnstufigen Rohranordnung
 - 6.5 Widerstandsbeiwert eines Rohrbündels mit mehr als zehn Rohrreihen
 - 6.6 Einfluß der Halbrohre an Deck- und Bodenplatte auf den Wärmeübergang und Strömungswiderstand der Rohranordnung
 - 6.7 Messung der Geschwindigkeitsverteilung senkrecht zur Rohrachse 480 mm und 10 mm hinter dem Rohrbündel

7. Bewertung der durch eine Berippung erzielbaren wärme- und strömungs-technischen Vorteile
8. Zusammenfassung
9. Literaturverzeichnis
10. Abbildungsteil

1. Bezeichnungen, Kennzahlen

a	-	dimensionslose Querteilung der Rohre; $a=t_q/D_{vol}$
a	-	Konstante in Glg. (3)
b	-	dimensionslose Längsteilung der Rohre; $b=t_l/D_{vol}$
b	-	Exponent der Re-Zahl in Glg. (3)
c	-	Konstante in Glg. (17)
D	m	Kernrohräußendurchmesser des Rippenrohres
D	m	Äußendurchmesser eines Glattrohres
D_A	m	Rippenäußendurchmesser des Rippenrohres
D_i	m	Innendurchmesser des Rohres
D_0	m	Äußendurchmesser eines Glattrohres, das die gleiche Oberfläche wie das Rippenrohr besitzt
D_{vol}	m	Äußendurchmesser eines Glattrohres, das das Volumen des Rippenrohres besitzt
d	m	Rippendicke; $d=1/2 \cdot (d_{Rippenkopf} + d_{Rippenfuß})$
d^*	m	hydraulischer Durchmesser der Rohranordnung
F	m^2	Oberfläche des Rippenrohres
F_0	m^2	Oberfläche eines Glattrohres mit einem Äußendurchmesser, der dem Kernrohrdurchmesser des Rippenrohres entspricht
F_i	m^2	Oberfläche der Rohrinne
F_R	m^2	Oberfläche des Rippenteils des Rippenrohres
F_G	m^2	Oberfläche des Glattrohrteils des Rippenrohres
F_{R0}	m^2	Oberfläche des Kernrohrabschnittes, auf dem die Rippe aufsitzt
$f_{\psi, vers}$	-	Anordnungsfaktor für Rohrbündelwärmetauscher
h	m	Rippenhöhe
h"	m	Rippenhöhe, korrigiert nach Glg. (8)
I_0, K_0, I_1, K_1	-	Besselfunktionen 0. und 1. Ordnung
k	-	Konstante in Glg. (23)

k	$W/(m^2 \cdot K)$	Wärmedurchgangszahl
L	m	Rohrlänge
l'	m	Anströmlänge nach Glg. (34)
m	$1/m$	Rippenkenngröße nach Glg. (7)
m	-	Exponent der Re-Zahl in Glg. (17)
\dot{m}	kg/s	Mengenstrom
Nu	-	Nusselt-Zahl; $Nu = \alpha \cdot D/\lambda$
Nu_1'	-	Nusselt-Zahl; $Nu_1' = \alpha \cdot l'/\lambda$
Nu_s	-	scheinbare Nusselt-Zahl; $Nu_s = \alpha_s \cdot D/\lambda$
Nu_1	-	Nusselt-Zahl des Einzelzylinders nach Glg. (43)
N	W	Pumpleistung; $N = \dot{V} \cdot \Delta p$
n	-	Exponent der Pr-Zahl in Glg. (17)
n	-	Anzahl der Rohre je Reihe im Wärmetauscher
p	N/m^2	Druck
Δp	N/m^2	Druckdifferenz
Pr	-	Prandtl-Zahl; $Pr = \eta \cdot c_p/\lambda$
\dot{Q}	W	Wärmeleistung
R	m^2	Rohroberfläche des gesamten Wärmeaustauschers nach Glg. (61)
r	-	Exponent der Re-Zahl in Glg. (23)
Re	-	Reynolds-Zahl; $Re = w \cdot D/\nu$
Re_1'	-	Reynolds-Zahl; $Re_1' = w_R \cdot l'/\nu$
sq	-	dimensionslose Querteilung der Rohre; $sq = t_q/D$
s_l	-	dimensionslose Längsteilung der Rohre; $s_l = t_l/D$
T	K	Temperatur
t	m	Rippenteilung
t_q	m	Querteilung der Rohre
t_l	m	Längsteilung der Rohre

Tu	%	Turbulenzgrad der Anströmung
U	m^2	kleinster freier Strömungsquerschnitt im Wärmetauscher nach Glg. (62)
w	m/s	Geschwindigkeit im kleinsten freien Strömungsquerschnitt
w_m	m/s	mittlere Geschwindigkeit im Rohrbündel nach Glg. (35)
w_r	m/s	korrigierte mittlere Geschwindigkeit im Rohrbündel nach Glg. (37) und (38)
z	-	Anzahl der in Strömungsrichtung hintereinanderliegenden Rohrreihen des Wärmetauschers

Griechische Buchstaben

α	$W/(m^2 \cdot K)$	Wärmeübergangszahl auf der Rohraußenseite
α_s	$W/(m^2 \cdot K)$	scheinbare Wärmeübergangszahl, bezogen auf F nach Glg. (4)
α_{so}	$W/(m^2 \cdot K)$	scheinbare Wärmeübergangszahl, bezogen auf F_o nach Glg. (13)
α^*	$W/(m^2 \cdot K)$	scheinbare Wärmeübergangszahl, bezogen auf F_{RO} nach Glg. (15)
ε	-	Leistungsziffer eines Wärmetauschers nach Glg. (59)
ζ	-	Beiwert für den Strömungswiderstand des Wärmetauschers, $\zeta = \Delta p / (\rho / 2 \cdot w^2 \cdot z)$
$\Delta \zeta$	-	Korrektur für Widerstandsbeiwert; $\Delta \zeta = 2 \cdot \Delta \rho / (\rho \cdot z)$
η	$kg/(m \cdot s)$	dynamische Zähigkeit
Θ	K	logarithmische Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Gas- und Wassertemperatur des Wärmetauschers
ν	-	Rippenwirkungsgrad nach Glg. (6)
ν_1	-	Rippenwirkungsgrad nach Glg. (10)
λ	$W/(m \cdot K)$	Wärmeleitfähigkeit
λ_{Rippe}	$W/(m \cdot K)$	Wärmeleitfähigkeit des Rippenmaterials
ν	m^2/s	kinematische Zähigkeit
ξ	-	Korrekturfaktor in Glg. (9) zur Berücksichtigung der Trapezform der Rippen
ρ	kg/m^3	Dichte
$\Delta \rho$	kg/m^3	$\rho_{\text{Gaseintritt}} - \rho_{\text{Gasaustritt}}$
φ	-	Oberflächenverhältnis; $\varphi = D_o/D$
ψ	-	Rippenwirkungsgrad nach Glg. (16)
ψ_1	-	Korrekturfaktor in Glg. (9) zur Berücksichtigung der Ungleichförmigkeit der Wärmeübergangszahl über die Rippenhöhe
ψ_2	-	Porosität nach Glg. (36)

Indices beziehen sich auf:

R	Rippenrohr
G	Glattrohr
Gas	Gas
Wand	Wand
i	Rohrinnenseite
Kopf	Rippenkopf
Fuß	Rippenfuß
lam	laminare Strömung
turb	turbulente Strömung
Einzelreihe	Einzelreihe
c	Fall c) der Rippenrechnung in Abschnitt 6.1
o	Werte der Anströmung stromaufwärts vom Rohrbündel

2. Aufgabenstellung

Bisherige Untersuchungen an Rippenrohrwärmeaustauschern konzentrierten sich im wesentlichen auf Strömungszustände mit Reynolds-Zahlen $5 \cdot 10^3 < \text{Re} < 10^5$ und, daraus resultierend, auf Rohre mit relativ hohen Rippen ($h/D > 0,1$).

Neue Anwendungsgebiete, insbesondere in der Kerntechnik, erweiterten jedoch, unterstützt durch neue Herstellungsverfahren, den Einsatzbereich von Rippenrohren auch zu Strömungszuständen mit größeren Reynolds-Zahlen hin. Die von den Glattrohrbündeln her bekannte Änderung der Gesetzmäßigkeiten für den Wärmeübergang und Strömungswiderstand bei Überschreiten der kritischen Reynolds-Zahl erlaubt es auch für Rippenrohranordnungen nicht, bei kleinen Reynolds-Zahlen gewonnene Berechnungsunterlagen zu größeren Reynolds-Zahlen hin zu extrapolieren. Insbesondere bestand ein Mangel an Berechnungsunterlagen für die gegenüber herkömmlichen Rippenrohren eine Reihe von Vorteilen aufweisenden Rohre mit gewalzten Rippen, bekannt z.B. unter den Bezeichnungen "Trufin-Rippenrohr" oder "Gewa-Rippenrohr", Abb. 1.

Aus dieser Situation heraus wurde beschlossen, im Hochdruck-Gas-Kreislauf des Institutes für Reaktorbauelemente der Kernforschungsanlage Jülich GmbH in Zusammenarbeit mit den Firmen "R. u. G. Schmöle Metallwerke" und "Deutsche Babcock AG" einen repräsentativen Ausschnitt eines für ein Leichtwasserreaktor-Kernkraftwerk geplanten Zwischenüberhitzers aus gewalzten Niedrigrippenrohren hinsichtlich seiner wärme- und strömungstechnischen Eigenschaften zu untersuchen. Der Firmenanteil bezog sich auf die kostenlose Beistellung der Rippenrohre durch die "R. u. G. Schmöle Metallwerke" sowie die Übernahme der Fertigung und Fertigungskosten durch die "Deutsche Babcock AG". Das in Zusammenarbeit mit den Industriepartnern erstellte Versuchsprogramm beinhaltete die Bestimmung der mittleren gasseitigen Wärmeübergangszahl sowohl für das gesamte Rohrbündel als auch für jede einzelne der hintereinanderliegenden Rohrreihen und die Ermittlung des Widerstandsbeiwertes der Rohranordnung. Die Untersuchungen sollten mit Luft als Strömungsmedium im Bereich $10^4 < \text{Re} < 7 \cdot 10^5$ erfolgen.

3. Versuchsaufbau

Mit Rücksicht auf die wärmetechnischen Untersuchungen wurde ein Versuchsaufbau gewählt, bei dem alle Rohre mit Ausnahme der Halbrohre an der Berandung des Wärmeübertragers am Wärmeaustausch beteiligt waren, Abb. 2. Dieses Vorgehen bietet gegenüber der Beheizung oder Kühlung nur einzelner Rohre den Vorteil, daß eine Verfälschung der Meßergebnisse als Folge mangelhafter Gas-mischung oder als Folge von Zufälligkeiten in der Anströmung des betreffenden Rohres vermieden wird. Die Abmessungen der Versuchsstrecke (2 m \varnothing , 4 m Länge) gestatteten die Untersuchung eines auch für große Wärmeübertrager repräsentativen Modells im Maßstab 1 : 1. Das Testrohrbündel bestand aus $z = 10$ in Strömungsrichtung des Gases hintereinanderliegend angeordneten Rohrebenen. Jede Rohrebene enthielt $n = 15,5$ Rohre. Der Rohrdurchmesser, über die Rippen-spitze gemessen, betrug $D_A = 25,12$ mm. Um den Einfluß der Anlaufströmung abschätzen zu können, war die Vorschaltung von 4 sogenannten "Blindrohr-reihen" möglich, Blindrohre deshalb genannt, weil sie nicht am Wärmeaustausch beteiligt waren. Eine vollständige Auflistung der geometrischen Daten des untersuchten Rohrbündels ist in der folgenden Tabelle 1 gegeben.

Tabelle 11. Rohrabmessungen

Rippenaußendurchmesser	$D_A = 25,12 \text{ mm}$
Kernrohraußendurchmesser	$D = 22,2 \text{ mm}$
volumengleicher Rohraußendurchmesser	$D_{vol} = 22,97 \text{ mm}$
oberflächengleicher Rohraußendurchmesser	$D_0 = 71,33 \text{ mm}$
Rohrinnendurchmesser	$D_i = 18,9 \text{ mm}$
Rippenhöhe	$h = 1,46 \text{ mm}$ $h/D = 6,58 \cdot 10^{-2}$
Rippenteilung	$t = 1,25 \text{ mm}$ $t/D = 5,69 \cdot 10^{-2}$
Rippendicke	$d \approx 0,3 \text{ mm}$ $d/D \approx 1,35 \cdot 10^{-2}$
Rippenform	Trapezrippe mit gerundetem Rippenfuß, siehe <u>Abb. 1</u> Spiralrippe Steigung $\approx 1^\circ$
Oberflächenverhältnis F/F_0	$\Psi = 3,213$
Rohrmaterial	St 35.8

2. Rohranordnung

Dreiecksanordnung, gleichseitig	
Querteilung der Rohre	$t_q = 31 \text{ mm}$ $s_q = t_q/D = 1,40$
Längsteilung der Rohre	$t_l = 26,85 \text{ mm}$ $s_l = t_l/D = 1,21$
Rohrlänge	$L = 900 \text{ mm}$
Anzahl der Rohre in einer Rohrebene senkrecht zur Strömungsrichtung	$n = 15,5;$ 15 Rohre waren am Wärmeaus- tausch beteiligt
Anzahl der in Strömungsrichtung hintereinanderliegenden Rohrebenen	$z = 10 - 14;$ 10 Rohrebenen waren am Wär- meaustausch be- teiligt.

Die Rohrabmessungen und Rohrteilungen des Testrohrbündels entsprechen den heutigen Anforderungen an einen kompakten Wärmetauscher und wären ähnlich auch ohne den als Bezugspunkt dienenden erwähnten Zwischenwärmetauscher gewählt worden.

Die Rohre waren an ihren Enden in die Seitenwände eingewalzt und über Krümmer mit den benachbarten Rohren verbunden. Infolge der kleinen Rohrteilungen waren hierfür selbst gefertigte, nicht handelsübliche Krümmer nötig. Um eine Rippenwirkung der Seitenwände zu verringern, waren diese auf ihrer den Rohren zugewandten Seite mit einer 3 mm dicken Asbestplatte und einem dünnen Abdeckblech, das keine mechanische Verbindung zu den Rohren besaß, verkleidet.

Die Auslegungsdaten des Hochdruck-Gas-Kreislaufes (HD-Kanal) /1/, Abb. 3 (Gasdruck ≤ 40 bar, Gastemperatur ≤ 670 K, Volumenstrom $\leq 6 \text{ m}^3/\text{sec}$, Heizleistung $\leq 2 \text{ MW}$) ermöglichten die Einstellung von Strömungszuständen mit Reynolds-Zahlen bis $Re \approx 8 \cdot 10^5$. Die Reynolds-Zahl konnte durch Änderung des Gasdruckes und der Gebläsedrehzahl variiert werden. Zur Überprüfung der Meßgenauigkeit wurde der Gasdruck während des Versuchsbetriebes stufenweise derart geändert, daß über die Regelung der Gebläsedrehzahl die Einstellung gleicher Reynolds-Zahlen bei unterschiedlichen Gasdrücken möglich war. Der Turbulenzgrad der Anströmung betrug über den größten Teil des Meßquerschnitts $Tu \leq 0,7 \%$.

Zur Ermittlung der gasseitigen Wärmeübergangszahl der Rohre wurde die dem Gas (Luft oder Helium) im HD-Kanal zugeführte Wärme im Rohrbündel an die Rohre im Kreuzgegenstrom durchfließendes Kühlwasser eines Sekundärkreislaufes abgegeben. Zur Anpassung an die Leistung der Kühlwasserpumpe mußte der Kühlwasserstrom auf fünf parallel geschaltete Teilströme aufgeteilt werden, so daß jeweils 3 der 15 Rohre einer Rohrebene von einem separaten Teilstrom durchflossen wurden, Abb. 4. Außerhalb des Rohrbündels wurden jeweils 2 Teilströme in einem Teilzweig vereinigt, da das Sekundärsystem nur mit drei separaten Mengenmeßstrecken ausgerüstet ist. Die Kontrolle und Einstellung gleichen Wassermengenstromes in den beiden Teilströmen eines Teilzweiges erfolgte über die Messung der Wasseraufheizung in den beiden Teilströmen.

Der Anteil der einzelnen hintereinanderliegenden Rohrebenen am mittleren Wärmeübergang der Gesamtanordnung wurde durch die Messung der Wasseraufheizung jeder Rohrebene in einem der Teilströme ermittelt. Um eventuell von der Berandung des Wärmetauschers herrührende Einflüsse auszuschalten, wurde für die Einzelreihenmessung der die in der Mitte einer Rohrebene gelegenen drei Rohre umfassende Teilstrom verwendet.

Für die Bestimmung des Widerstandsbeiwertes der Rohranordnung wurde der statische Druck vor und hinter dem Rohrbündel gemessen. In der Deck- und Bodenplatte des Wärmetauschers waren jeweils in einer Ebene quer zur Strömungsrichtung gleichmäßig über die Kanalbreite verteilt 3 Druckbohrungen angeordnet, die zu Ringleitungen zusammengeschlossen wurden, Abb. 5. Um Fehlmessungen durch den Druckabfall unmittelbar vor dem Rohrbündel und den Druckanstieg stromabwärts vom Rohrbündel zu vermeiden, wurden die Meßebenen für den statischen Druck 180 mm vor die erste bzw. 400 mm hinter die letzte Rohrreihe gelegt. Zwei weitere Meßebenen befanden sich in Höhe der 5. und der 9. Rohrebene des zehnstufigen Rohrbündels.

4. Meßtechnik

4.1 Temperaturen

Alle Temperaturen wurden mit ummantelten Ni-CrNi-Thermoelementen gemessen. Die Gaseintrittstemperatur wurde als arithmetischer Mittelwert aus 8 gleichmäßig über den Meßquerschnitt von $0,48 \cdot 0,9 \text{ m}^2$ verteilten und 200 mm stromaufwärts von der ersten Rohrreihe angeordneten Thermoelementen ermittelt. Um Verdampfung des Wassers in dem bei einem Druck von 15 bar betriebenen Sekundärkreislauf zu vermeiden wurde für die Wärmeübergangsmessungen eine Gaseintrittstemperatur von $T_{\text{Gas}} \leq 460 \text{ K}$ gewählt. Infolge der sehr geringen Gasgeschwindigkeit in der Beruhigungsstrecke des HD-Kanals vor der eigentlichen Versuchsstrecke trat bei kleinen Gebläsedrehzahlen ein beträchtliches Temperaturgefälle über die Höhe der Versuchsstrecke auf mit Abweichungen von maximal $\pm 7 \text{ K}$ vom Mittelwert. Diese Temperaturunterschiede waren aber wegen der guten Gasmischung innerhalb des Rohrbündels nahezu ohne Einfluß auf die Temperaturverteilung auf der Gasaustrittsseite des Rohrbündels und, wie bei der Diskussion der Meßergebnisse gezeigt wird, ohne meßbaren Einfluß auf die ermittelte Wärmeübergangszahl. Ähnlich wie die Gaseintrittstemperatur wurde auch die Gasaustrittstemperatur mit 16 an 2 Rechen montierten Thermo-

elementen 500 mm hinter der letzten Rohrreihe des Bündels gemessen. 16 weitere Thermoelemente waren unmittelbar hinter dem Wärmetauscher so angeordnet, daß die Gastemperatur in der Mitte einer jeden Strömungsgasse der letzten Rohrreihe bei halber Rohrlänge gemessen werden konnte. Die Thermoelemente dienten dazu, eventuelle Wandeinflüsse auf die Gasabkühlung zu ermitteln.

Zur Messung von Wassertemperaturen wurden die Thermoelemente in speziell für diesen Zweck konstruierte, dünnwandige Tauchhülsen eingeführt, deren Eintauchlänge in die Rohre so groß war, daß Fehler infolge Wärmeableitung vernachlässigbar blieben. Für die Wassereintrittstemperatur diente wie für die Thermoelemente zur Gastemperaturmessung der Eispunkt als Referenztemperatur. Alle anderen Wassertemperaturen wurden in Differenz zur Wassereintrittstemperatur gemessen. Es waren dies die Aufheizung des Wassers in den 3 Teilzweigen und die Aufheizung der Gesamtwassermenge, die zur Kontrolle der Wassermenge in den Teilströmen eines Teilzweiges erfolgte Messung der Wasseraufheizung und die in einem Teilzweig durchgeführte Messung der Wasseraufheizung in jeder der hintereinanderliegenden Rohrreihen. Die bei den Untersuchungen verifizierte Gasabkühlung änderte sich im Bereich $16 \text{ K} < \Delta T_{\text{Gas}} < 140 \text{ K}$, die Aufheizspanne des Wasser lag zwischen $13 \text{ K} < T_{\text{Wasser}} < 90 \text{ K}$, die logarithmische Temperaturdifferenz betrug $40 \text{ K} < \Theta < 80 \text{ K}$. Zwischen zwei aufeinanderfolgenden Rohrreihen wurden Temperaturdifferenzen der Größe $0,5 \text{ K} < \Delta T_{\text{Wasser, Reihe}} < 16 \text{ K}$ gemessen.

4.2 Drücke, Druckdifferenzen

Drücke und Druckdifferenzen wurden mit Wirkdruckwandlern gemessen, die ein dem anstehenden Druck proportionales elektrisches Signal lieferten. Der sich mit dem Absolutdruck etwas ändernde Nullpunkt der Druckmeßgeräte wurde vor und nach jeder mit konstantem Druck gefahrenen Versuchsreihe gemessen und vom jeweiligen Meßsignal in Abzug gebracht. Innerhalb einer Versuchsreihe stark variierende Wirkdrücke wurden zur Erhöhung der Meßgenauigkeit mit mehreren parallel geschalteten Wirkdruckwandlern unterschiedlichen Meßbereiches gemessen. Ermittelt wurden der Absolutdruck vor der Meßstrecke, der Druckabfall über die Länge des Rohrbündels, die Druckdifferenz zwischen der Versuchsstrecke und der Mengenmeßstrecke, die Wirkdruckdifferenzen an den Mengenmeßstrecken für den Gasmassenstrom und die Wassermengenströme.

4.3 Mengenmessung

Der Gasdurchsatz wurde mit einer in Anlehnung an DIN 1952 gefertigte Venturidüse kurzer Bauart gemessen, Abb. 3. Da DIN 1952 für den gegebenen Rohrdurchmesser von $D = 800 \text{ mm } \varnothing$ nicht mehr gilt und auch die dort geforderte Vorlaufänge nicht eingehalten wurde, war in früheren Versuchen der Durchflußbeiwert der Venturidüse experimentell ermittelt worden.

Die Kühlwassermenge wurde sowohl insgesamt als auch in den 3 Teilzweigen des Sekundärsystems mit Düsen nach DIN 1952 gemessen. Die Summe der 3 Teilzweigmessungen lag um 0 - 2 % über dem direkt gemessenen Wert für die Gesamtwassermenge. Die Gesamtwassermenge diente als Grundlage für die Auswertung.

4.4 Wärmeleistung

Die vom Gas an das Wasser abgeführte Wärmemenge wurde als Produkt aus Wassermengenstrom, Wasseraufheizung und Wärmekapazität des Wassers ermittelt. In Abzug gebracht wurde die für die Durchströmung des Wärmetauschers aufgewandte und im wesentlichen als Reibungswärme zugeführte Pumpleistung. Ihr Anteil an der insgesamt übertragenen Energie betrug maximal 0,7 %. In Abzug gebracht wurde ferner die durch Strahlung übertragene Wärmeleistung. Eine Abschätzung erfolgte mit den in /14/ und /15/ angegebenen Berechnungsmethoden. Der Strahlungsanteil an der insgesamt übertragenen Leistung betrug danach maximal 0,3 %.

Eine Kontrolle der Leistungsmessung ergab sich durch Vergleich der Summe der von den Teilzweigen übertragenen mit der vom Gesamtwasserstrom übertragenen Energie. Wie im vorigen Abschnitt bezüglich der Wassermengen mitgeteilt, ergab sich aus den Teilzweigmessungen ein um 0 - 2 % größerer Wert für die Wärmeleistung als aus der für die Auswertung der Versuche verwendeten Messung im Gesamtwasserstrom. In der durch Auswertung der Messung von Gasmassenstrom und Gasabkühlung erstellten Energiebilanz ergaben sich zwischen gas- und wasserseitiger Leistungsmessung Abweichungen, die allgemein $\leq \pm 2,5 \%$ waren. Einzelne Meßpunkte mit größeren Abweichungen blieben bei der Versuchsauswertung unberücksichtigt.

4.5 Geschwindigkeitsprofil

Die Geschwindigkeitsverteilung über den Meßquerschnitt senkrecht zur Rohrachse bei halber Rohrlänge wurde mit einem Prandtl-Rohr 480 mm und 10 mm hinter der letzten Rohrreihe ermittelt. Die Prandtl-Rohr-Messung besitzt, insbesondere bei höheren Drücken, gegenüber anderen Meßverfahren den Vorteil der einfachen Handhabung. Die durch die Richtungsempfindlichkeit des Prandtl-Rohres gegebenen Fehlermöglichkeiten wurden dafür in Kauf genommen. Als Kontrollmöglichkeit für die Zuverlässigkeit der Prandtl-Rohr-Messung diente die aus der Mengenmessung errechenbare mittlere Gasgeschwindigkeit. Abweichungen von maximal $\pm 10\%$ der aus der Prandtl-Rohr-Messung 480 mm hinter dem Wärmetauscher ermittelten gegenüber der rechnerischen mittleren Geschwindigkeit konnten gemäß dem Zweck der Messung toleriert werden. Die Meßwertaufnahme erfolgte mit einem Präzisions-Druckmeßgerät, das mit einer Bourdonröhre ausgestattet ist.

4.6 Meßwerterfassung und Versuchsauswertung

Die Meßwerterfassung erfolgte mit einer von einem Prozeßrechner gesteuerten digitalen Datenerfassungsanlage. Die Anlage hat eine Kapazität von 300 Meßstellen und eine Auflösung von $\pm 10\text{ uV}$, die Geschwindigkeit der Meßwerterfassung beträgt 7 Meßstellen/sec. Für die Meßwertaufnahme wurde stets das Erreichen des Beharrungszustandes der Meßgrößen abgewartet. Der Beharrungszustand war bei Wärmeübergangsmessungen innerhalb einer Druckstufe allgemein nach 20 Minuten erreicht. Die Meßwertaufnahme erfolgte fünfmal hintereinander, um eventuelle Übertragungsfehler oder "Ausreißer" bei der sich anschließenden arithmetischen Mittelung erkennen und ausschalten zu können. Die Daten wurden auf einem Magnetband gespeichert, für die spätere Auswertung stand eine Großrechenanlage IBM 370-168 zur Verfügung. Die für die Versuchsauswertung benötigten Stoffwerte wurden mit Hilfe eines Programms berechnet, dem die Angaben in den Tables of Thermodynamic and Transport Properties /2/ zugrunde liegen.

5. Grundlagen der Versuchsauswertung

5.1 Wärmeübergang

Die Wärmeübergangszahl auf der Gasseite der Rippenrohre α_s wurde indirekt aus der Wärmedurchgangszahl k berechnet. Für die Wärmedurchgangszahl gilt

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_s} + \frac{F}{F_i} \cdot \frac{1}{\alpha_i} + \frac{\ln(D/D_i) \cdot F}{2\pi L \cdot \lambda_{\text{Rippe}}} \quad (1)$$

F bezeichnet in dieser Gleichung die gesamte äußere Rohroberfläche. Die Wärmedurchgangszahl läßt sich über die Messung der Wärmeleistung und der Temperaturdifferenz zwischen Gas und Wasser aus der Beziehung

$$k = \frac{\dot{Q}}{F \cdot \Theta} \quad (2)$$

ermitteln.

Die nach Gleichung (1) zur Bestimmung von α_s notwendige Wärmeübergangszahl auf der Sekundärseite α_i wurde über die Beziehung

$$Nu_i = a \cdot Re_i^b \cdot Pr_i^{0,34} \quad (3)$$

bestimmt. Die Konstanten a und b ergaben sich im Versuch nach dem Verfahren von Wilson /4/ zu

$$a = 0,023$$

$$b = 0,8$$

Bei der Beschreibung des Wärmeüberganges an einer berippten Oberfläche wird vereinfachend allgemein von einer sowohl für die Rippenfläche als auch für den verbliebenen Glattrohranteil gleichen mittleren Wärmeübergangszahl α ausgegangen. Sie wird mit der scheinbaren Wärmeübergangszahl α_s durch die Beziehung

$$\alpha_s = \alpha \left(\frac{F_R}{F} \cdot \mathcal{J} + \frac{F_G}{F} \right) \quad (4)$$

verknüpft /5/. F_R/F und F_G/F bezeichnen den Rippen- bzw. den verbliebenen ungerippten Anteil an der Gesamtoberfläche. Der in Glg. (4) eingeführte Rippenwirkungsgrad \mathcal{V} bezeichnet das Verhältnis der Differenz zwischen Fluidtemperatur und mittlerer Rippentemperatur zur Temperaturdifferenz zwischen Fluid und Rippengrund.

$$\mathcal{V} = \frac{T_{\text{Fluid}} - T_{\text{Rippe,Mittel}}}{T_{\text{Fluid}} - T_{\text{Kernrohr}}} \quad (5)$$

Mit den Randbedingungen, daß die Temperatur an der Rippenspitze gleich der Fluidtemperatur ist, mithin an der Rippenschneide kein Wärmeübergang erfolgt und daß weiterhin kein Wärmeaustausch über den Rippenquerschnitt erfolgt, berechnet sich der Rippenwirkungsgrad für eine Rippe mit rechteckigem Querschnitt auf ebener Grundfläche zu

$$\mathcal{V} = \frac{\tanh(m \cdot h)}{m \cdot h} \quad (6)$$

$$\text{mit } m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha}{d \cdot \lambda_{\text{Rippe}}}} \quad (7)$$

d bezeichnet die Dicke, h die Höhe der Rippe, λ_{Rippe} die Wärmeleitfähigkeit des Rippenmaterials. Nach Schmidt /6/ kann Glg. (6) auch zur Berechnung des Rippenwirkungsgrades von Kreisrippen auf Rundrohren verwendet werden, wenn bei der Bestimmung der Rippenhöhe das Verhältnis von Rippenaußendurchmesser D_A zu Kernrohrdurchmesser D berücksichtigt wird. Einschließlich einer Korrektur für die Wärmeabgabe an der Rippenschneide und zur Berücksichtigung des Temperaturfeldes quer zur Rippe ist nach Schmidt für die Kreisrippe anstelle der tatsächlichen Rippenhöhe h näherungsweise die Ersatzhöhe h''

$$h'' = h \left(1 + \frac{d}{2h}\right) \cdot \left(1 + 0,35 \ln \frac{D_A}{D}\right); \quad h/d > 3; \frac{D_A}{D} < 3 \quad (8)$$

in Glg. (6) einzusetzen. Mit dieser Näherungsformel werden die Wärmeübergangsverhältnisse an Rippenrohren im Bereich $1 > \mathcal{V} > 0,5$ genügend genau erfaßt.

Ein gegenüber dem Vorschlag von Schmidt modifiziertes Berechnungsverfahren wird von Skrinska und Stasiulevicius /7/ angewendet. Als Beziehung zwischen scheinbarer und tatsächlicher Wärmeübergangszahl ermittelten sie aufgrund umfangreicher Versuche

$$\alpha_s = \alpha \left(\frac{F_R}{F} \cdot \mathcal{V}_1 \cdot \psi_1 \cdot \xi + \frac{F_G}{F} \right) \quad (9)$$

Der Rippenwirkungsgrad in oben angeführter Definition wird nach der für Kreisrippen rechteckigen Querschnitts ohne Berücksichtigung des Wärmeüberganges an der Rippenschneide gültigen Beziehung berechnet:

$$\mathcal{V}_1 = \frac{4}{m D \left[1 - \left(\frac{D_A}{D} \right)^2 \right]} \left[\frac{I_1 (m \cdot D/2) - X_1 K_1 (m \cdot D/2)}{I_0 (m \cdot D/2) + X_1 K_0 (m \cdot D/2)} \right] \quad (10)$$

$$X_1 = I_1 (m \cdot D_A/2) / K_1 (m \cdot D_A/2)$$

$$I_0, K_0, K_1, I_1 = \text{Besselfunktionen}$$

Der Wärmeübergang an der Rippenschneide ist durch Rechnung mit einer um die halbe Rippenbreite vergrößerten Rippenhöhe zu berücksichtigen. Die Abweichungen in der Größe des Rippenwirkungsgrades, die sich aus der Berechnung nach Glg. (6) und Glg. (10) ergeben, sind für übliche Rippenabmessungen bei $\mathcal{V} > 0,5$ kleiner als $\pm 1 \%$.

ψ_1 ist ein Maß für die Ungleichförmigkeit der Wärmeübergangszahl über die Höhe der Rippe und wurde experimentell bestimmt zu

$$\psi_1 = 0,97 - 0,056 m \cdot h ; 0,3 < m \cdot h < 3,0 \quad (11)$$

Schmidt, Glg. (4), ließ die Änderung der α -Zahl über die Rippenhöhe unberücksichtigt, da diese Änderung bei kleinen Werten von $m \cdot h$ und $\mathcal{V} > 0,5$ die mittlere Wärmeübergangszahl nach einer Abschätzung von Schmidt nur unwesentlich beeinflusst. Die Berücksichtigung der Ungleichförmigkeit des Wärmeüberganges an der Rippe nach Glg. (11) führt jedoch schon bei $m \cdot h = 1$ zu einer Verringerung des ersten Summanden in Glg. (10) um etwa 9 % und damit allgemein zu einer nicht mehr zu vernachlässigenden Vergrößerung in α .

ξ bezeichnet in Glg. (10) einen Koeffizienten, der bei den in /7/ untersuchten trapezförmigen Rippen diese Trapezform berücksichtigen soll. Die graphische Darstellung in /7/ kann wiedergegeben werden durch die Beziehung

$$\xi = 1 + (0,125 - 0,128 \sqrt{d_{\text{kopf}}/d_{\text{Fuß}}}) \cdot m \cdot h \quad (12)$$

Ein Vergleich zwischen den mit Glg. (4) und mit Glg. (10) errechneten α -Zahlen anhand der in /7/ experimentell untersuchten 21 versetzt angeordneten Rohrbündel zeigt /8/, daß im gemeinsamen Gültigkeitsbereich beider Gleichungen ($\mathcal{V} > 0,5$), die nach Skrinska und Stasiulevicius berechneten α -Zahlen um 3 - 10 % größer sind als bei Rechnung nach Schmidt.

Ein in mancher Konsequenz anderer Weg zur Erfassung und Beurteilung der Wärmeübertragungsverhältnisse an berippten Oberflächen wird in der 2. Auflage des VDI Wärmeatlas /9/ nach Krischer/Kast beschritten. Im Gegensatz zu Glg. (4) wird zur Kennzeichnung der gegenüber der unberippten Oberfläche vergrößerten Wärmeleistung eine scheinbare Wärmeübergangszahl α_{so} definiert, die auf die unberippte Oberfläche bezogen ist, im Falle des Kreisrohres also auf die Oberfläche F_o des unberippt gedachten Kernrohres. Unter den gleichen Voraussetzungen, die zur Ableitung der Glg. (4) führten, gilt

$$\alpha_{so} = \alpha^* \cdot \frac{d}{t} + \alpha \cdot (1 - \frac{d}{t}) \quad (13)$$

$$\alpha^* = m \cdot \lambda_{\text{Rippe}} \cdot \psi \quad (14)$$

α^* bezeichnet die Wärmeübergangszahl der Rippenfläche, die auf den mit Rippen versehenen Teil der Grundfläche F_{RO} bezogen ist. t bezeichnet die Rippenteilung. Der ähnliche Aufbau von Glg. (13) und Glg. (4) läßt sich besser erkennen, wenn man Glg. (13) in folgender Form schreibt

$$\alpha_{so} = \alpha \left(\frac{2}{md} \psi \frac{F_{RO}}{F_o} + \frac{F_G}{F_o} \right) \quad (15)$$

ψ bezeichnet wie \mathcal{V} bzw. \mathcal{V}_1 einen Rippenwirkungsgrad und ist mit \mathcal{V}_1 verbunden durch die Gleichung.

$$\psi = \nu_1 \cdot m \cdot h \cdot \left(\frac{D_A/D + 1}{2} \right) \quad (16)$$

Für den Fall der Rechteckrippe ohne Berücksichtigung der Rippenschneide sind Glg. (4) und Glg. (13) ineinander überführbar, für andere Rippenformen gilt dies nicht mehr. Das beispielsweise bei einer Trapezrippe auf einem Kreisrohr gegenüber der Rechteckrippe geänderte Oberflächenverhältnis F/F_0 findet in Glg. (13) keinen Ausdruck, ebenso wenig die Änderung im Verhältnis F_R / F_G . Dadurch wird allgemein bei Anwendung der Berechnungsvorschrift von Krischer/Kast der physikalische Bezug für die Wärmeübergangszahl eingeschränkt.

Die Berücksichtigung des Wärmeüberganges an der Rippenschneide erfolgt wie bei den anderen Autoren durch Vergrößerung der Rippenhöhe um die halbe Rippenbreite.

Eine allgemeingültige, dimensionslose Darstellung der Ergebnisse der Wärmeübergangsmessungen wurde unter Berücksichtigung der Ähnlichkeitstheorie des Wärmeüberganges durch Auftragung der Nusselt-Zahl Nu als Funktion der Reynolds-Zahl Re und der Prandtl-Zahl Pr in Form einfacher Potenzgesetze angestrebt.

$$Nu = c \cdot Pr^n \cdot Re^m \quad (17)$$

Die Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl von der Pr -Zahl konnte im Experiment nicht ermittelt werden, da sich die Pr -Zahl der verwendeten Gase Helium und Luft nur geringfügig unterscheidet. Als Exponent für die Pr -Zahl wurde aufgrund umfangreicher Untersuchungen von Zukauskas u.a. /10/ an querangeströmten Glattrohrbündel $n = 0,36$ gewählt.

Als kennzeichnende Länge in der Nusselt-Zahl und der Reynolds-Zahl wurde allgemein der Kernrohrdurchmesser D verwendet. Als maßgebliche Geschwindigkeit zur Bildung der Reynolds-Zahl diene die Geschwindigkeit w im engsten Querschnitt der Rohranordnung. Es gilt

$$Nu = \alpha \cdot D / \lambda \quad (18)$$

$$Re = w \cdot D / \nu \quad (19)$$

Die mit der scheinbaren Wärmeübergangszahl α_s gebildete Nusselt-Zahl wird durch den Index "s" gekennzeichnet.

$$Nu_s = \alpha_s \cdot D / \lambda \quad (20)$$

Lediglich bei Einordnung der Meßergebnisse in die einheitliche Darstellung für durchströmte Kanäle und umströmte Körper nach Krischer/Kast werden andere Definitionen für die dimensionslosen Kennzahlen verwendet. Sie werden bei der Darstellung der Meßergebnisse in Abschnitt 6.1 mitgeteilt.

5.2 Strömungswiderstand

Der Strömungswiderstand des Rohrbündels wurde als Differenz Δp der statischen Drücke vor und hinter der Rohranordnung ermittelt. Ein dimensionsloser Widerstandsbeiwert ζ der Rohranordnung wurde wie üblich durch Normierung mit dem Staudruck der Strömung gebildet

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\frac{\rho}{2} w^2} \cdot \frac{1}{z} \quad (21)$$

Mit w ist die Geschwindigkeit im engsten Querschnitt zwischen den Rohren bezeichnet, z gibt die Anzahl der in Strömungsrichtung hintereinanderliegenden Rohrreihen an.

Ein großer Teil der Messungen zur Ermittlung des Strömungswiderstandes erfolgte gleichzeitig mit den Wärmeübergangsmessungen. In diesem Falle wurde infolge der Dichteänderung $\Delta \rho$ des Gases bei seiner Abkühlung über die Länge des Wärmetauschers eine Korrektur für den Widerstandsbeiwert erforderlich, die sich aus der Impulsänderung ergibt zu

$$\Delta \zeta = \frac{2 \cdot \Delta \rho}{\rho} \cdot \frac{1}{z} \quad (22)$$

Bei den im Bereich kleiner Reynolds-Zahlen großen Änderungen zwischen Gas-eintritts- und Gasaustrittstemperatur beträgt die Korrektur bis zu 11 % des Gesamtwiderstandsbeiwertes. Der Vergleich zwischen den mit und ohne Wärmeübergang ermittelten Widerstandsbeiwerten zeigt gute Übereinstimmung (Abb. 16 bzw. Abb. 17).

Wie für den Wärmeübergang wurde auch für den Widerstandsbeiwert eine Darstellung der Meßergebnisse in der Form

$$\zeta = k \cdot \text{Re}^r \quad (23)$$

angestrebt.

5.3 Stoffwertbezugstemperatur

Als Bezugstemperatur für die Stoffwerte ρ , λ , η und c_p in den Kennzahlen Nu, Re und Pr wurde bei Darstellung der Wärmeübergangsmessungen aufgrund der in /13/ mitgeteilten Versuchsergebnisse eine mittlere Grenzschichttemperatur verwendet nach folgender Definition:

$$T_{\text{Stoff}} = 1/2 (T_{\text{Gas}} + T_{\text{Wand}}) \quad (24)$$

In dem zur Normierung des Strömungswiderstandes verwendeten Staudruck wurde die Dichte ρ bei mittlerer Gastemperatur T_{Gas} eingesetzt. Die Wahl der Stoffwertbezugstemperatur beeinflusst normalerweise die Größe der Faktoren und Exponenten in den Glg. (17) und (23). Für den hier untersuchten Rippenrohrwärmetauscher behalten in dem untersuchten Temperaturbereich die bei Verwendung der mittleren Grenzschichttemperatur abgeleiteten Gesetzmäßigkeiten auch bei Übergang auf die mittlere Gastemperatur als Stoffwertbezugstemperatur näherungsweise Gültigkeit. Die Steigung im Verlauf der Wärmeübergangskurve ändert sich nicht, für den Faktor c in Glg. (17) ergeben sich um 2 - 3 % größere Werte. (Vergleich zwischen Abb. 9 und Abb. 10).

5.4 Fehlerabschätzung

Anschließend an eine Fehlerrechnung, die für Untersuchungen an Glattrohrbündeln durchgeführt wurde /23/, sollte ein Fehler ähnlicher Größe für die Konstanten c und k in den Glg. (17) und (23) auch für das Rippenrohrbündel gelten, das bei gleichem Meßaufbau wie die erwähnten Glattrohranordnungen untersucht wurde. Ungünstig auf die Fehlergröße wirkt sich ein möglicher Meßfehler bei der Bestimmung der Oberfläche des Rippenrohres aus. Ferner ist beim Rippenrohrbündel der Anteil des wasserseitigen Wärmewiderstandes größer als beim Glattrohrbündel, mithin wirken sich Unsicherheiten in der

Bestimmung der Konstanten a in Glg. (3) gravierender als beim Glattrohrbündel auf den Fehler von c in Glg. (17) aus. Gegenüber den in /23/ mitgeteilten Messungen wurde andererseits die Meßwerterfassung wesentlich verbessert, so daß daraus resultierende Fehler zu vernachlässigen sind. Der zusätzliche Fehler, der bei der Umrechnung von der scheinbaren in die mittlere reale Wärmeübergangszahl gemacht wird, beeinflußt infolge des großen Rippenwirkungsgrades $\mathcal{V} > 0,8$ den Gesamtfehler nur wenig. Für Wärmeübergangs- und Strömungswiderstandsmessungen kann ein Fehler $\leq \pm 4\%$ angegeben werden. Dies gilt bei Messungen mit Luft als Strömungsmedium für $Re > 2 \cdot 10^4$, bei Messungen in Helium für $Re > 5 \cdot 10^3$.

6. Meßergebnisse

6.1 Mittlere Wärmeübergangszahl des zehnstufigen Rohrbündels

In Abb. 6 und Abb. 7 ist die eingangs definierte scheinbare Nusselt-Zahl als Funktion der Reynolds-Zahl aufgetragen, in Abb. 6 für die Untersuchungen mit Luft, in Abb. 7 für die Untersuchungen mit Helium als Strömungsmedium. Mit unterschiedlichen Symbolen sind die bei den Untersuchungen eingestellten verschiedenen Gasdrücke bezeichnet. Die zur Überprüfung der Meßtechnik vorgenommene Überlappung zwischen den Meßwerten mit gleicher Re -Zahl, aber unterschiedlichen Drücken zeigt, daß Meßfehler, die beispielsweise aus verschiedenen großen Differenzdrücken an der Mengenmeßstrecke oder aus differierenden Temperaturprofilen am Eintritt in den Wärmetauscher resultieren können, vernachlässigbar sind.

Die mit Luft als Strömungsmedium durchgeführten Messungen der Abb. 6 stammen aus 2 verschiedenen Meßreihen. Systematische Unterschiede zwischen den Meßwerten sind bei $Re < 2,5 \cdot 10^4$ zu beobachten. Ursache dafür ist vermutlich die bei diesen kleinen Re -Zahlen verminderte Meßgenauigkeit, es ist aber auch möglich, daß ein geringfügiger Unterschied im Versuchsaufbau die Ursache ist.

Helium wurde neben Luft als Strömungsmedium verwendet, um, mit Blick auf eine mögliche HTR-Anwendung der Rippenrohre, zu überprüfen, ob die Definition des Rippenwirkungsgrades nach Glg. (6) mit ihren idealisierenden Annahmen in der Lage ist, die Wärmeübertragungsverhältnisse am Rippenrohr genügend genau zu beschreiben.

In Abb. 8 sind die mit Luft und Helium ermittelten Meßwerte der Abb. 6 und Abb. 7 in ein gemeinsames Diagramm eingezeichnet. Die Wärmeleitfähigkeit von Helium ist etwa 5,5 mal größer als die von Luft. Der daraus resultierende unterschiedliche Nutzen einer Berippung bei verschiedenen Wärmeübergangsbedingungen auf der Rohraußenseite wird aus Abb. 8 deutlich. Die Vergrößerung der Rohroberfläche durch eine Berippung ist bei Verwendung von Luft als Strömungsmedium wirkungsvoller als bei Umströmung der Rohre mit Helium. Die auf die gesamte Rohroberfläche bezogene scheinbare Nu-Zahl ist für $Re = 6 \cdot 10^4$ bei Umströmung der Rohre mit Luft um ca. 15 % größer als bei Umströmung mit Helium. Dennoch ist der eingangs definierte Rippenwirkungsgrad auch bei der Umströmung der Rohre mit Helium noch relativ groß. Bei den hier mitgeteilten Versuchen beträgt der Rippenwirkungsgrad für $Re = 6 \cdot 10^4$ immerhin noch $\mathcal{V}_{\text{Helium}} = 0,82$.

Die Rippen der untersuchten Rippenrohranordnung haben in ihrem äußeren und größeren Teil die Form einer Trapezrippe, der Rippenfuß ist jedoch gerundet, so daß zur Ermittlung des Rippenwirkungsgrades eine Modifizierung der für Trapezrippen üblichen Rechnungsweise notwendig erschien. Im unteren Teil der Abb. 1 sind 3 Möglichkeiten skizziert, die Rippenform zu berücksichtigen. Im Fall a) wurde eine Trapezrippe angenommen, deren Rippenfußbreite sich aus der Forderung ergab, daß die Oberfläche dieser Trapezrippe mit der tatsächlichen Rohroberfläche übereinstimmt. Auf diese Weise ergibt sich eine Rippe mit relativ breitem Rippenfuß, die in ihrem mittleren Teil erheblich von der tatsächlichen Rippenform abweicht. Im Fall b) wurde die Trapezrippe des äußeren Rohrteiles bis zum Kernrohrdurchmesser hin verlängert gedacht. Daraus resultiert jedoch mit $\varphi_b = 3,42$ ein sehr viel größeres Oberflächenverhältnis als mit $\varphi = 3,213$ gemessen. In der Rechnung wurden die Glattrohr- und Rippenfläche ausgehend von dem gemessenen Oberflächenverhältnis bestimmt.

Als geeigneteste Möglichkeit, die von der Trapezrippe abweichende Rippenform zu berücksichtigen, erschien es, für den gerundeten Rippenfuß $\mathcal{V} = 1$ zu setzen und bei der Berechnung des Rippenwirkungsgrades nur die aufgesetzte Trapezrippe mit den in Abb. 1, Fall c) angeführten geometrischen Daten zu betrachten. Man erhält den Rippenwirkungsgrad \mathcal{V}_c als Verhältnis

$$\mathcal{V}_c = \frac{T_{\text{Gas}} - T_{\text{Rippe, c}}}{T_{\text{Gas}} - T_{\text{Fuß, c}}} \quad (25)$$

wobei $T_{\text{Rippe, c}}$ die mittlere Temperatur der auf $h_c = (D_A - D_c)/2$ verkürzten Rippe bezeichnet und $T_{\text{Fuß, c}}$ die Rippenfußtemperatur beim Rippenfußdurchmesser $D_c = 22,70 \text{ mm } \varnothing$ (Abb. 1, Fall c). Die Rippenfußtemperatur läßt sich bei Annahme konstanter Wärmeübergangszahl auf der gesamten Rohroberfläche und radial verlaufender Wärmestromlinien leicht aus der Temperatur beim Kernrohrdurchmesser D ermitteln.

Da der Rippenwirkungsgrad auf die Temperatur $T_{\text{Fuß}}$ am Kernrohrdurchmesser D bezogen sein sollte, ergibt sich

$$\eta = \frac{T_{\text{Gas}} - (T_{\text{Rippe, c}} + (T_{\text{Fuß, c}} - T_{\text{Fuß}}))}{T_{\text{Gas}} - T_{\text{Fuß}}} \quad (26)$$

$T_{\text{Rippe, c}}$ ist aus Glg. (25) einzusetzen, so daß sich ergibt

$$\eta = \frac{T_{\text{Fuß}} + c (T_{\text{Gas}} - T_{\text{Fuß, c}}) - T_{\text{Fuß, c}}}{T_{\text{Gas}} - T_{\text{Fuß}}} \quad (27)$$

Bei der Rechnung nach Fall c) ergibt sich das Verhältnis von Rippenfläche/Gesamtoberfläche bzw. von Glattrohrfläche/Gesamtoberfläche zu

$$\begin{aligned} F_R/F &= 0,722 \\ F_G/F &= 0,178 \end{aligned}$$

Vergleicht man die Ergebnisse der Rechnungen nach Fall a), b) und c), so ergeben sich infolge des auch bei der größten im Wärmeübergangsversuch eingestellten Reynolds-Zahl noch großen Rippenwirkungsgrades nur geringfügige Unterschiede in der Nusselt-Zahl.

	Re	η	Nu
Fall a)	732 000	0,85	1251
Fall b)	732 000	0,81	1283
Fall c)	732 000	0,80	1278

Der Versuchsauswertung wurde die Rippenform nach Fall c, Abb. 1 zugrunde gelegt.

In Abb. 9 ist die mit Hilfe der Berechnungsvorschrift für den Rippenwirkungsgrad nach Schmidt ermittelte reale Wärmeübergangszahl in dimensionsloser Form als Funktion der Reynolds-Zahl aufgetragen. Zwischen den mit Helium und Luft durchgeführten Messungen im überlappenden Strömungsbereich ist kein systematischer Unterschied zu erkennen. Die mit Helium ermittelten Werte für $Nu \cdot Pr^{-0,36}$ stimmen sehr genau mit den Ergebnissen derjenigen Versuchsreihe überein, die unter den gleichen Einbaubedingungen direkt im Anschluß an die "Helium-Versuche" mit Luft als Strömungsmedium durchgeführt wurde. Der Zusammenhang zwischen dimensionsloser Wärmeübergangs- und Strömungskennzahl läßt sich, wie allgemein üblich, auch für das hier zu behandelnde Rippenrohrbündel durch einfache Potenzgesetze wiedergeben, wenn man den untersuchten Strömungsbereich in 3 Teilbereiche aufteilt. Die Änderung der Steigung der sich im doppelt-logarithmischen Maßstab als Geraden darstellenden Kurven ist kleiner als von vergleichbaren Glattrohrbündeln her bekannt. Die mittlere Abweichung der Meßpunkte von der Ausgleichskurve ist für $Re > 3 \cdot 10^4$ kleiner als 2 %. Die ermittelten Gesetzmäßigkeiten sind am Ende des Berichts in Tabelle 2 angegeben.

Für einen Literaturvergleich sind im wesentlichen die Arbeiten von Schmidt /5/, /6/, Skrinska und Stasiulevicius /7/ und Kast /9/ heranzuziehen. Von diesen Autoren werden für Rippenrohre allgemeingültige Berechnungsvorschriften angegeben. Wärmeübergangsmessungen an querdurchströmten Wärmetauschern mit Rippengeometrien ähnlich den hier untersuchten sind bisher nicht bekannt geworden. In Abb. 10 sind, mit der mittleren Gastemperatur als Stoffwertbezugstemperatur, neben den eigenen Meßwerten die Kurvenverläufe eingezeichnet, die sich nach den Berechnungsvorschriften von Schmidt und Skrinska für das untersuchte Rohrbündel ergeben. Daneben ist auch der nach Zukauskas /10/ für glatte Rohre geltende Zusammenhang zwischen Wärmeübergang und Re-Zahl aufgetragen. Nach Schmidt läßt sich der Einfluß der Rippenabmessung genügend genau durch das Oberflächenverhältnis φ ausdrücken, die Rohrteilungen sind danach nur von untergeordneter Bedeutung. Schmidt gibt für versetzte Rohranordnungen an

$$Nu = 0,45 \cdot \varphi^{-0,375} \cdot Re^{0,625} \cdot Pr^{1/3} \quad (28)$$

Für $Re > 3,5 \cdot 10^4$ ist die Steigung im Kurvenverlauf mit $Re^{0,68}$ ähnlich der in Glg. (28) angegebenen. Mit Glg. (28) erhält man in diesem Strömungsbereich Wärmeübergangszahlen, die um 12 - 16 % über den gemessenen liegen und somit

innerhalb der für Glg. (28) geltenden Toleranzgrenzen. Für $Re < 3,5 \cdot 10^4$ ist die Übereinstimmung weniger gut. Eine Abschätzung der Grenzschichtdicken ergab für diesen Strömungsbereich, daß die einzelnen Grenzschichten praktisch den gesamten Raum zwischen den Rippen ausfüllen. Dies dürfte die Ursache für den starken Abfall der Wärmeübergangszahl zu kleinen Reynolds-Zahlen hin sein.

Bei der Definition des Rippenwirkungsgrades war von der Vorstellung ausgegangen worden, daß die Wärmeübergangszahlen am Rippenrohr denen am Glattrohr gleichzusetzen sind. Aus Abb. 10 ist durch Vergleich mit den für Glattrohre geltenden Gesetzmäßigkeiten ersichtlich, daß diese Vorstellung über einen großen Strömungsbereich näherungsweise Gültigkeit hat. Im Unterschied zum Glattrohrbündel ist die Änderung der Steigung im Kurvenverlauf bei Erreichen überkritischer Reynolds-Zahlen beim untersuchten Rippenrohrbündel nicht so ausgeprägt. Als Wärmeübergangsbeziehung für das Glattrohrbündel wurden folgende von Zukauskas angegebene Beziehungen verwendet.

$$Nu = 0,35 \cdot (s_q/s_1)^{0,2} Re^{0,6} Pr^{0,36} \quad 10^3 < Re < 2 \cdot 10^5; s_q/s_1 < 2 \quad (29)$$

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,84} Pr^{0,36} \quad Re > 2 \cdot 10^5 \quad (30)$$

Beim Vergleich der Meßergebnisse mit dem Berechnungsvorschlag von Skrinska und Stasiulevicius /7/ fällt besonders die unterschiedliche Steigung in den Kurvenverläufen auf. Die von den Autoren für den Strömungsbereich $2 \cdot 10^4 < Re < 2 \cdot 10^5$ angegebene Steigung ist mit $m = 0,8$ größer als sie von den meisten anderen Experimentatoren für diesen Strömungsbereich ermittelt wurde. Noch größer wird die Diskrepanz bei Strömungszuständen mit $Re > 2 \cdot 10^5$. Hier geben Skrinska und Stasiulevicius eine Steigung von $m = 0,95$ an, wohingegen aus den eigenen Messungen eine Steigung von $m = 0,76$ abzulesen ist. Skrinska und Stasiulevicius geben aufgrund ihrer experimentellen Untersuchungen in Luft als Bestimmungsgleichungen für den Wärmeübergang versetzt angeordneter berippter Rohrbündel folgende Gleichungen an.

$$Nu = 0,043 \cdot k \cdot Re^{0,8} \quad 2 \cdot 10^4 < Re < 2 \cdot 10^5 \quad (31)$$

$$Nu = 0,007 \cdot k \cdot Re^{0,95} \quad 2 \cdot 10^5 < Re \quad (32)$$

$$k = (s_q/s_1)^{0,2} \cdot (t/D)^{0,18} \cdot (h/D)^{-0,14} \quad (33)$$

Von Kast /9/ ^{*} wird vorgeschlagen, als kennzeichnende Länge in den dimensionslosen Kennzahlen nicht den Kernrohrdurchmesser, sondern die Anströmlänge l' zu verwenden, die für das Kreisrippenrohr zu

$$l' = \pi / 2 \sqrt{D^2 + h^2} \quad (34)$$

definiert ist. Als maßgebliche Geschwindigkeit ist nach Kast die mittlere Geschwindigkeit w_m im Rohrbündel einzusetzen. Sie errechnet sich aus der Geschwindigkeit w_0 im Eintrittsquerschnitt des Rohrbündels und dem Hohlraumanteil ψ_2

$$w_m = w_0 / \psi_2 \quad (35)$$

$$\psi_2 = 1 - \frac{\pi (D_{vol}/D)^2}{s_q \cdot s_1 \cdot 4} \quad (36)$$

D_{vol} ist ein gedachter Rohrdurchmesser, der das gleiche Volumen wie das Rippenrohr besitzt.

Für Rohranordnungen, bei denen sich die Rippenspitzen wie hier nicht berühren, ist mit einer verringerten Geschwindigkeit w_r zu rechnen

$$w_r = w_m \cdot (1 - (0,31/Re_1^{0,04}) \cdot k_1) / (1-d/t) \quad 10^4 < Re_1 \quad (37)$$

$$w_r = w_m \cdot (1 - (2,16/Re_1^{0,25}) \cdot k_1) / (1-d/t) \quad Re_1 < 10^4 \quad (38)$$

$$k_1 = (h/(t-d))^{0,5} \cdot (D/h)^{0,25} \quad (39)$$

Zusammen mit der nach Glg. (13) bestimmten Wärmeübergangszahl ergeben sich die Definitionsgleichungen für die Kennzahlen zu

$$Nu_1 = \alpha \cdot l' / \lambda \quad (40)$$

$$Re_1' = w_r \cdot l' / \nu \quad (41)$$

^{*} Abweichungen in der Schilderung des Rechnungsganges gegenüber der Darstellung in /9/ ergeben sich daraus, daß von Kast auf eine persönliche Anfrage hin einige Korrekturen und Modifizierungen für die Berechnung des Wärmeüberganges in /9/ mitgeteilt wurden.

Bei dieser Wahl von charakteristischer Länge und Geschwindigkeit sollten sich nach Kast die sich aus unterschiedlichen Rippenabmessungen ergebenden unterschiedlichen Wärmeübertragungseigenschaften von Rippenrohren berücksichtigen lassen.

Die Wärmeübergangszahl Nu_1 , des Rippenrohrbündels ist nach Kast aus der Gleichung für die Wärmeübergangszahl Nu_1 des umströmten Einzelkörpers /9/ durch Multiplikation mit dem für Glattrohrbündel mitgeteilten Anordnungsfaktor $f_{\psi, \text{vers}}$ zu ermitteln

$$Nu_1 = f_{\psi, \text{vers}} \cdot Nu_1 \quad (42)$$

$$Nu_1 = (0,3 + \sqrt{Nu_{1,\text{lam}}^2 + Nu_{1,\text{turb}}^2}) \cdot (Pr/Pr_w)^{0,25} \quad (43)$$

$$Nu_{1,\text{lam}} = 0,664 \cdot Re_1^{0,5} \cdot Pr^{0,33} \quad (44)$$

$$Nu_{1,\text{turb}} = \frac{0,037 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 Re_1^{-0,1} (Pr^{0,67} - 1)} \quad (45)$$

Nach Brandt, zitiert in /16/, hat der Anordnungsfaktor für ein Glattrohrbündel in versetzter Anordnung die Größe

$$f_{\psi, \text{vers}} = 1 + (1,87 - \frac{1,7}{b}) \frac{1}{f_1 - 0,4} \quad (46)$$

mit der Nebenbedingung, daß für

$$f_1 < 3,0 \quad f_{\psi, \text{vers}} \geq 1,5 \text{ ist} \quad (47)$$

$$\text{wobei} \quad f_1 = \frac{4}{\pi} a \psi_2 \text{ ist.} \quad (48)$$

a und b entsprechen beim Glattrohrbündel den dimensionslosen Rohrteilungen s_q und s_1 . Im Falle des Rippenrohrbündels werden keine Angaben gemacht, auf welchen Rohrdurchmesser die Quer- und Längsteilung des Rohrbündels zu beziehen sind. Es schien sinnvoll, als Bezugsdurchmesser für a und b den volumengleichen Rohrdurchmesser D_{vol} zu wählen.

$$a = t_q / D_{vol} \quad (49)$$

$$b = t_1 / D_{vol} \quad (50)$$

Für die untersuchte Rohranordnung ergibt sich

$$f_{\psi, vers} = 1,914 \quad (51)$$

Formal ist die Ermittlung des Anordnungsfaktors damit möglich, und wie in Abb. 11 gezeigt wird, besteht außerordentlich gute Übereinstimmung zwischen den Meßergebnissen und der Berechnungsvorschrift von Kast. Aber, verzichtet werden muß auf die Vorstellung, den Anordnungsfaktor als eine Funktion des Verhältnisses von hydraulischem Durchmesser/Anströmlänge d^*/l' zu betrachten, wie dies im Falle der Glattrohrbündel offenbar möglich ist. Es gilt

$$\text{Glattrohrbündel} \quad d^*/l' = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{t_q}{D} \cdot \psi_2 \equiv f_1 \quad (52)$$

$$\text{Rippenrohrbündel} \quad d^*/l' = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{t_q}{D_{vol}} \cdot \frac{\psi_2}{\varphi} \quad (53)$$

In Abb. 11 ist als durchgehender Linienzug die sich nach Glg. (42) ergebende Wärmeübergangszahl mit den Meßwerten in der Auftragung $Nu_1 \cdot Pr^{-0,36} = f(Re)$ verglichen. Verschiedene Symbole wurden für die Kennzeichnung der Versuche mit Luft und mit Helium als Strömungsmedium verwendet.

Die Abweichungen zwischen berechnetem und gemessenem Wärmeübergangsverhalten betragen maximal 14 %, wenn man die Meßwerte für $Re < 10^4$ unberücksichtigt läßt.

6.2 Mittlerer Wärmeübergang einer Rohranordnung mit mehr als zehn Rohrreihen

Durch Vorschaltung der im Abschnitt "Versuchsaufbau" erwähnten 4 Blindrohrreihen vor das zehnstufige Rohrbündel konnte der Einfluß des Strömungsanlaufs auf den Wärmeübergang weitgehend ausgeschaltet werden. Der thermische Anlauf dürfte bei einer versetzten Rohranordnung kleiner Querteilung im untersuchten Re-Zahl-Bereich nur von untergeordneter Bedeutung sein.

In Abb. 12 sind die mit $z = 10$ und $z = 14$ Rohrreihen gewonnenen Ergebnissen einander gegenübergestellt. Die Vorschaltung von 4 Blindrohrreihen bewirkt eine Vergrößerung des Wärmeüberganges über den gesamten untersuchten Re-Bereich im Mittel um etwa 6 - 7 %, bei den größten untersuchten Re-Zahlen um etwa 9 %. Dieses Ergebnis wird bestätigt durch die gleichzeitig erfolgte Messung des Wärmeüberganges in den einzelnen hintereinanderliegenden Rohrreihen, die anschließend diskutiert wird.

6.3 Wärmeübergang in den einzelnen hintereinanderliegenden Rohrreihen

Für eine übersichtliche Darstellung der Meßergebnisse wurde die Auftragung des Verhältnisses

$$\frac{\text{Nu Pr}^{-0,36} \text{ Einzelreihe}}{\text{Nu Pr}^{-0,36} \text{ Einzelreihe}/n}$$

als Funktion der Rohrreihe gewählt. Abb. 13 zeigt die Ergebnisse für $z = 10$ Rohrreihen, Abb. 14 für $z = 14$ Rohrreihen. Parameter in den Abbildungen ist die Reynolds-Zahl. Die eingezeichneten Meßwerte sind Ausgleichskurven entnommen, die für jede Rohrreihe durch die Darstellung $\text{Nu} \cdot \text{Pr}^{-0,36}_{\text{Einzelreihe}} = f(\text{Re})$ gelegt wurden. Berücksichtigt wurden die mit Luft und Helium als Strömungsmedium aufgenommenen Versuchspunkte der Abb. 9 und Abb. 12. In Abb. 13 sind zusätzlich die von Scholz /17/ mit einer anderen Meßmethode an einem versetzt angeordneten Glattrohrbündel mit den Rohrteilungen $s_q = 2,1$ und $s_l = 1,37$ ermittelten Ergebnisse eingetragen. Die wesentlichen Unterschiede zwischen Glatt- und Rippenrohrbündel bestehen darin, daß, bezogen auf die mittlere Wärmeübergangszahl der Rohranordnung, die Wärmeübergangszahl der 1. Rohrreihe beim Rippenrohrbündel kleiner ist als beim Glattrohrbündel, daß andererseits im Rippenrohrbündel die Rohrreihenanzahl, nach der die mittlere Wärmeübergangszahl des Rohrbündels erreicht wird, kleiner als beim Glattrohrbündel ist. Für $\text{Re} = 5 \cdot 10^4$ beispielsweise ist die mittlere Wärmeübergangszahl beim Glattrohrbündel nach 4, beim Rippenrohrbündel nach 3 Rohrreihen erreicht. Übereinstimmend beobachtet man beim Rippen- und Glattrohrbündel eine Vergrößerung der Anlaufänge für die Strömung bei Vergrößerung der Reynolds-Zahl und ein Maximum in der Wärmeübergangszahl nach Beendigung des Strömungsanlaufs.

Die in Abb. 14 wiedergegebenen Ergebnisse mit 4 vor die 10 gekühlten Rohrreihen vorgeschalteten Blindrohrreihen zeigen weitgehend den erwarteten Wegfall des Anlaufeffektes. Mit Ausnahme der Meßwerte für die erste und neunte Rohrreihe ergibt sich eine sehr gleichmäßige Verteilung des Wärmeüberganges auf die einzelnen Reihen des Rohrbündels. In der neunten Rohrreihe scheint eine Fehlmessung der Wasseraufheizung vorzuliegen, dafür spricht die mit abnehmender Re-Zahl und somit auch abnehmender Wasseraufheizung größer werdende Abweichung vom Mittelwert. Für die größere Abweichung vom Mittelwert der Wärmeübergangszahl in der 1. Rohrreihe muß angenommen werden, daß sich hier doch noch ein Anlaufeffekt bemerkbar macht.

6.4 Widerstandsbeiwert der zehnstufigen Rohranordnung

Der ohne gleichzeitigen Wärmeübergang, d.h. bei $T_{\text{Rohrwand}} = T_{\text{Gas}}$, nach Glg. (21) ermittelte Widerstandsbeiwert ζ ist in Abb. 15 als Funktion der Re-Zahl aufgetragen. Unterschiedliche Symbole kennzeichnen wieder verschiedene Gasdrücke während der Versuche. Wie bei den Wärmeübergangsmessungen ist auch hier kein Einfluß des Gasdruckes auf das Ergebnis erkennbar. Der Kurvenverlauf zeigt die von versetzten Glattrohranordnungen her bekannte Verringerung des Widerstandsbeiwertes im Bereich $10^4 < Re < 10^5$. Für $Re > 2,5 \cdot 10^5$ ist der Widerstandsbeiwert unabhängig von der Re-Zahl.

Wie für den Wärmeübergang lassen sich auch für den Strömungswiderstand drei Reynolds-Zahl-Bereiche angeben, innerhalb derer der Zusammenhang zwischen Widerstandsbeiwert und Reynolds-Zahl jeweils durch ein einfaches Potenzgesetz nach Glg. (23) wiedergegeben werden kann. Zahlenwerte für die Konstanten k und r sind in Tabelle 2 angegeben.

Allgemeingültige Angaben über den Strömungswiderstand von Rippenrohrbündeln in versetzter Anordnung wurden von Skrinska und Stasiulevicius /7/ mitgeteilt:

$$\zeta = k \cdot 13,1 \cdot Re^{-0,25} \quad 10^4 < Re < 10^5 \quad (54)$$

$$\zeta = k \cdot 0,74 \quad Re > 10^5 \quad (55)$$

$$k = (1-t/D)^{1,8} \cdot (1-h/D)^{-1,4} \cdot s_q^{-0,55} \cdot s_l^{-0,5} \quad (56)$$

Durch diese Beziehungen ließen sich die experimentellen Ergebnisse der Autoren mit Abweichungen von $\pm 20\%$ für $Re < 2 \cdot 10^5$ und $\pm 13\%$ für $Re > 2,5 \cdot 10^5$ darstellen. Die Anwendung der Glg. (54) und (55) auf das untersuchte Niedrigrippenrohrbündel führt hingegen zu einem unbefriedigenden Ergebnis. Im Bereich $Re < 2,5 \cdot 10^5$ ist der gemessene Strömungswiderstand um 20 - 25 % kleiner als nach Skrinska und Stasiulevicius vorauszuberechnen, im überkritischen Strömungsbereich $Re > 2,4 \cdot 10^5$ betragen die Unterschiede sogar 75 %. Die anhand größerer relativer Rippenteilungen und Rippenhöhen abgeleiteten Beziehungen lassen sich offensichtlich nicht bis zu den verwendeten sehr kleinen Rippenabmessungen hin extrapolieren.

Um einen Anhaltspunkt für die Größe des Strömungswiderstandes eines Rippenrohrbündels im Vergleich zum Glattrohrbündel zu bekommen, wurde in Abb. 15 der sich für ein Glattrohrbündel gleicher Rohrteilung nach Zukauskas /1/ ergebende Widerstandsbeiwert mit eingezeichnet. Nach Zukauskas gilt

$$\zeta = 5,2 \left(\frac{1}{s_q - 1} \right)^{0,25} \cdot Re^{-0,29} \quad 7 \cdot 10^3 \leq Re \leq 2 \cdot 10^5 \quad (57)$$

Für $Re > 2 \cdot 10^5$ wurde einem Diagramm in /7/

$$\zeta \approx 0,2 \text{ entnommen} \quad (58)$$

In den Abb. 16 und Abb. 17 werden die mit und ohne Wärmeübergang ermittelten Widerstandsbeiwerte miteinander verglichen. In Abb. 16 ist als Stoffwertbezugstemperatur in der Reynolds-Zahl die mittlere Gastemperatur gewählt. Systematische Abweichungen zwischen den Meßwerten der verschiedenen Meßreihen sind nicht zu erkennen. Bei Rechnung mit der mittleren Grenzschichttemperatur als Stoffwertbezugstemperatur ist in einem Übergangsbereich $2,5 \cdot 10^4 < Re < 3,5 \cdot 10^5$ eine systematische Abweichung von 4 % zwischen den Meßreihen mit und ohne Wärmeübergang vorhanden, Abb. 17. Dieses Ergebnis steht in gewissem Widerspruch zu den in /13/ gemachten Angaben, wo bei Messungen an einer einzelnen Rohrreihe sich die bei verschiedener Wärmestromrichtung und auch die isotherm ermittelten Widerstandsbeiwerte erst durch Einführung einer Grenzschichttemperatur als Stoffwertbezugstemperatur für die Re-Zahl zur Deckung bringen ließen. Zur Erklärung für das unterschiedliche Verhalten der Einzelrohrreihe und des Rohrbündels könnte der unterschiedliche Turbulenzgrad in beiden Anordnungen dienen. Aufgrund der größeren Turbulenz im Rohrbündel erstreckt

sich der vom Einzelzylinder und der Einzelrohrreihe her bekannte plötzliche Abfall im Widerstandsbeiwert vor Erreichen der kritischen Re-Zahl über einen größeren Re-Zahl-Bereich. Es ist denkbar, daß dadurch auch der Einfluß der Zähigkeit der Grenzschicht auf den Grenzschichtumschlag stark gemindert wird.

6.5 Widerstandsbeiwert eines Rohrbündels mit mehr als zehn Rohrreihen

Die Ermittlung des Widerstandsbeiwertes eines Rohrbündels mit mehr als 10 Rohrreihen wurde auf zweierlei Weise versucht. Wie bei Beschreibung des Versuchsaufbaus erläutert, waren Druckbohrungen auch in der Deckplatte des Wärmetauschers in Höhe der 5. und 9. Rohrreihe angeordnet worden. Mit der Intention, auf diese Weise die besonderen Druckverluste am Eintritt in das Bündel bzw. am Austritt aus dem Bündel zu vermeiden, waren in früheren Untersuchungen an versetzt angeordneten Glattrohrbündeln repräsentative Werte für den Strömungswiderstand eines sehr langen Rohrbündels ermittelt worden.

Wie aus Abb. 18 ersichtlich, gelang dies für das Rippenrohrbündel nicht. Der ermittelte "innere Druckabfall" liegt im ganzen untersuchten Strömungsbereich um etwa 13 % über dem Wert des 10-reihigen Rohrbündels. Worauf diese Fehlmessung zurückzuführen ist, konnte nicht geklärt werden. Eine zweite Möglichkeit zur Ermittlung des Druckverlustes einer sehr langen Rohranordnung bot sich durch Vergleich der Strömungswiderstände einer 10-reihigen und einer 14-reihigen Rohranordnung, Abb. 19. Systematische Unterschiede zwischen den beiden Meßreihen sind nicht zu erkennen. Daraus darf geschlossen werden, daß der Widerstandsbeiwert der 10-reihigen Rohranordnung auch auf Rohrbündel mit einer größeren Reihenzahl übertragen werden kann.

6.6 Einfluß der Halbrohre an Deck- und Bodenplatte auf Wärmeübergang und Strömungswiderstand

Bei der industriellen Anwendung eines versetzt angeordneten Rohrbündelwärmetauschers wird man in der Regel die ungekühlten Halbrohre an Deck- und Bodenplatte weglassen, die bei Versuchen zur Erstellung von Berechnungsunterlagen zur Minderung von Randflüssen allgemein eingebaut werden. Der Einfluß der Halbrohre auf die Durchströmung des Rohrbündels ist sicher in hohem Maße davon abhängig, wieviele Rohre in jeder der hintereinanderliegenden Rohrreihen eingebaut sind. Im Falle des hier untersuchten Rohrbündels waren es $n = 15,5$. Mit dieser Rohrzahl sollte eine praxisnahe Aus-

sage über den Einfluß der Halbrohre möglich sein. Durch den Ausbau der Halbrohre wurde der für die Berechnung der Kennzahlen zugrunde gelegte kleinste freie Strömungsquerschnitt um 9 % vergrößert.

In den Abb. 20 und 21 bzw. Abb. 22 und 23 werden die mit und ohne Halbrohre erzielten Ergebnisse für Wärmeübergang und Strömungswiderstand einander gegenübergestellt. In den Abb. 20 und 22 wurde die Vergrößerung des Strömungsquerschnitts bei der Berechnung der Re-Zahl und des ζ -Wertes berücksichtigt, in den Abb. 21 und 23 blieb diese Änderung unberücksichtigt. Die Berücksichtigung des ohne Halbrohre vergrößerten Strömungsquerschnitts führt zu einer scheinbar vergrößerten Wärmeübergangszahl, Abb. 20. Als Ursache denkbar wäre ein vergrößerter Queraustausch des Strömungsgases, da die Halbrohre abwechselnd an der oberen und unteren Deckplatte fehlen. Die anschließende Betrachtung des Strömungswiderstandes zeigt jedoch, daß lediglich nicht die richtige Bezugsgeschwindigkeit eingesetzt wurde. Läßt man, wie in Abb. 21, die Vergrößerung des Strömungsquerschnitts unberücksichtigt, so ermittelt man Wärmeübergangszahlen, die im Mittel um 1 - 2 % kleiner als die für die Rohranordnung mit $n = 15,5$ Rohren gemessenen sind.

Größeren Einfluß als auf den Wärmeübergang besitzt der Ausbau der Halbrohre auf den Strömungswiderstand. Die Berücksichtigung des vergrößerten Strömungsquerschnittes würde (Abb. 22) einen gegenüber der Anordnung mit Halbrohren vergrößerten Strömungswiderstand vortäuschen. Tatsächlich aber wird durch den Ausbau der Halbrohre der Strömungswiderstand der Rohranordnung um ca. 7 % verringert, wie aus der Auftragung in Abb. 23 zu ersehen ist, in der die Vergrößerung des Strömungsquerschnitts unberücksichtigt blieb. Die Änderung der Gesetzmäßigkeiten für den Wärmeübergang und Strömungswiderstand in Zusammenhang betrachtet führt zu dem Schluß, daß die Durchströmung des Rohrbündels durch den Ausbau der Halbrohre nahezu unberührt bleibt und sich wesentliche Änderungen nur für die unmittelbaren Randzonen an Deck- und Bodenplatte ergeben. Durch den Ausbau der ohnehin nicht am Wärmeaustausch beteiligten Halbrohre ist also eine erhebliche Abnahme des Strömungswiderstandes bei einer nur unwesentlichen Verringerung der mittleren Wärmeübergangszahl möglich. Zahlenangaben über den Wärmeübergang und Strömungswiderstand ohne Halbrohre sind Tabelle 2 am Schluß der Arbeit zu entnehmen. Die dort angegebenen Gesetzmäßigkeiten gelten für den Fall, daß der durch den Ausbau der Halbrohre vergrößerte Strömungsquerschnitt bei der Berechnung der Bezugsgeschwindigkeit in den dimensionslosen Kennzahlen unberücksichtigt bleibt.

6.7 Messung der Geschwindigkeitsverteilung senkrecht zur Rohrachse 480 und 10 mm hinter dem Rohrbündel

Die Messungen sollten Aufschluß darüber geben, inwieweit die durch den Ausbau der Halbrohre höhere Geschwindigkeit nahe der Deck- und Bodenplatte des Wärmetauschers das Geschwindigkeitsprofil in einiger Entfernung stromabwärts von der Rohranordnung beeinflusst. Dies zu wissen ist wichtig für den Fall, daß mehrere Rohrbündel hintereinandergeschaltet sind und somit die Anströmung eines Rohrpakets von den Abströmbedingungen des stromaufwärts gelegenen Rohrpakets beeinflusst wird. In Abb. 24 werden für 3 verschiedene Re-Zahlen die mit Hilfe der in Abschnitt 4.5 beschriebenen Meßmethode 480 mm hinter der Rohranordnung für $n = 15,0$ und $n = 15,5$ Rohre je Reihe ermittelten Geschwindigkeitsprofile miteinander verglichen. Die Zahl der hintereinandergeschalteten Rohrreihen betrug $z = 10$.

Schon für die Rohranordnung mit Halbrohren ($n = 15,5$) beobachtet man eine ausgeprägte Überhöhung des Profils an den Berandungen des Wärmetauschers und zwei Geschwindigkeitsminima etwa in Höhe des dritten bzw. fünften und des elften Rohres, von der oberen Berandung aus gezählt. Die Abweichungen von der mittleren Geschwindigkeit nehmen mit kleiner werdender Re-Zahl zu. Sie betragen bei $Re \approx 750\,000$ etwa $\Delta w = \pm 15\%$, bei $Re \approx 25\,000$ ungefähr $\Delta w \pm 35\%$. Dieses Ergebnis warf die Frage auf, ob diese unerwartet großen Geschwindigkeitsschwankungen schon in der letzten Rohrreihe der Anordnung vorhanden sind. Es wurde versucht, mit einem 10 mm hinter der letzten Rohrreihe angebrachten Staurohr die maximale Geschwindigkeit in den einzelnen Strömungsgassen der letzten Rohrreihe zu erfassen. Das Ergebnis der Messung ist für $Re \approx 130\,000$ in Abb. 24 miteingezeichnet. Es verdeutlicht, daß Ort und Tendenz der 480 mm hinter dem Bündel gemessenen Abweichung auch in der letzten Reihe des Bündels schon vorhanden sind, die Größe der Geschwindigkeitsschwankung mit dem Abstand vom Rohrbündel jedoch wächst. Vermutlich findet hier, ähnlich wie von fluchtenden Rohranordnungen her bekannt /18, 19/, ein Zusammenschluß benachbarter Strahlen unter Verstärkung der Geschwindigkeitsdifferenzen statt. Die Herausnahme der Halbrohre ($n = 15,0$) bewirkt die weitere erwartete Überhöhung des Geschwindigkeitsprofils an der Deck- und Bodenplatte der Rohranordnung. Auch hier sind die Abweichungen bei kleiner Re-Zahl größer als bei großer Re-Zahl. Für $Re = 750\,000$ beträgt die Geschwindigkeitsüberhöhung am Rand $\Delta w = + 67\%$, für $Re = 25\,000$ ungefähr $\Delta w = + 92\%$.

7. Bewertung der durch eine Berippung erzielbaren wärme- und strömungs-technischen Vorteile

Ohne auf die Problematik einer allgemeingültigen Bewertungsziffer für Wärmetauscher eingehen zu wollen, soll versucht werden, durch Vergleich des untersuchten Rippenrohrwärmetauschers mit einer gleichartigen Glattrohranordnung zum Einsatz für dasselbe Wärmeübertragungsproblem die wärme- und strömungs-technischen Vor- und Nachteile beider Wärmetauscher gegeneinander abzuwägen und darzustellen. Dies soll auf der Grundlage der von Glaser /20/ eingeführten Leistungsziffer ξ erfolgen, in der die übertragene Wärmemenge \dot{Q} zur aufgebrauchten Pumpleistung N ins Verhältnis gesetzt wird.

$$\xi = \frac{\dot{Q}}{N} \quad (59)$$

Allgemein sind die zu übertragende Wärmemenge \dot{Q} und der Massenstrom \dot{m} vorgegeben, ferner wird gleiche Temperaturführung in den zu vergleichenden Wärmetauschern angenommen. Abgesehen von der Berippung wird für beide Wärmetauscher gleiche Geometrie vorausgesetzt, d.h. Kernrohrdurchmesser = Glattrohrdurchmesser, gleiche auf den Kernrohrdurchmesser bezogene Rohrteilungen und gleicher Einbauquerschnitt. Die unterschiedlichen Wärmeübertragungseigenschaften der zu vergleichenden Wärmetauscher werden durch eine unterschiedliche Baulänge, d.h. durch unterschiedliche Anzahl der hintereinanderschaltenden Rohrreihen z berücksichtigt. Der Vergleich zwischen den Leistungsziffern des berippten und des unberippten Rohrbündels entartet in diesem Falle zu einem Vergleich zwischen dem jeweils für die gleiche Wärmeleistung aufzubringenden Druckverlust Δp /21, 22/. In der folgenden Rechnung steht der Index "R" für "Rippenrohr", der Index "G" für "Glattrohr". Es ist

$$\Delta p = \xi / 2 \cdot w^2 \cdot z \cdot \zeta \quad (60)$$

$$R = \pi \cdot D_0 \cdot n \cdot L \cdot z \quad (61)$$

$$U = (t_q - D_{vol}) \cdot n \cdot L \quad (62)$$

$$\text{für } s_q < 2 \cdot s_1^2 - 1/2 \quad (63)$$

$$z = \frac{R}{U} \frac{t_q - D_{vol}}{\pi \cdot D_0} \quad (64)$$

$$\dot{Q} = \alpha \cdot R \cdot (T_{\text{Gas}} - T_{\text{Wand}}) \quad (65)$$

$$Nu = \alpha \cdot D / \lambda \quad (66)$$

$$\dot{m} = w \cdot \varphi \cdot U \quad (67)$$

$$\Delta p = \frac{\zeta}{Nu} \cdot \frac{t_q - D_{\text{vol}}}{U^3} \cdot \frac{D}{D_0} \cdot \frac{\dot{m}^2 \cdot \dot{Q}}{\varphi \cdot \lambda \cdot \pi (T_{\text{Gas}} - T_{\text{Wand}})} \quad (68)$$

Für den Vergleich zwischen der berippten und der unberippten Rohranordnung ist der letzte Term in Glg. (68) voraussetzungsgemäß konstant. Unter Berücksichtigung, daß $D_0/D = \varphi$ und für das Glattrohrbündel $D \equiv D_0 = D_{\text{vol}}$, ergibt sich mit Hilfe von Glg. (62)

$$\frac{\Delta p_G}{\Delta p_R} = \frac{\zeta_G}{Nu_G} \cdot \frac{Nu_R}{\zeta_R} \cdot \varphi \cdot \frac{(t_q - D_{\text{vol}})^2}{(t_q - D)^2} \quad (69)$$

Hierin ist als dimensionslose Wärmeübergangszahl des berippten Rohrbündels die scheinbare Wärmeübergangszahl Nu_S einzusetzen, $Nu_R = Nu_S$.

Der Vergleich zwischen Rippen- und Glattrohrwärmetauscher bei gleichem Massenstrom bedingt, daß die wärme- und strömungstechnischen Eigenschaften der Wärmetauscher bei verschiedenen Re-Zahlen zu betrachten sind. Es gilt

$$w_R U_R \cdot \varphi = w_G U_G \cdot \varphi \quad (70)$$

Wählt man als Grundlage für den Vergleich der Wärmetauscher die Strömungskennzahl für das Glattrohrbündel

$$R_{\text{Vergleich}} = Re_G \quad (71)$$

so ergibt sich aus Glg. (69) und Glg. (61)

$$Re_{\text{Vergleich}} = Re_R \cdot \frac{t_q - D_{\text{vol}}}{t_q - D} \quad (72)$$

In Abb. 25 ist unter Zugrundelegung der mit Luft als Strömungsmedium ermittelten und in den Abb. 6 und Abb. 15 dargestellten Gesetzmäßigkeiten das Verhältnis von $\Delta p_G / \Delta p_R$ nach Glg. (69) in der Form $\varepsilon_R / \varepsilon_G$ als Funktion von $Re_{\text{Vergleich}}$ aufgetragen. Als Bezugswert für die Glattrohranordnung wurden die von Zukauskas angegebenen Gesetzmäßigkeiten (Abb. 10 und Abb. 15) verwendet. Im untersuchten Reynolds-Zahl-Bereich ist zur Übertragung der gleichen Wärmeleistung bei gleichem Einbauquerschnitt für die Wärmetauscher bei Verwendung eines Glattrohrbündels ein um 40 - 50 % größerer Druckabfall zu überwinden als bei Anwendung des Rippenrohrbündels. Für $Re > 5 \cdot 10^5$ wird der wärmetechnische Vorteil des Rippenrohrwärmetauschers durch den abnehmenden Rippenwirkungsgrad geschmälert, für $Re < 3 \cdot 10^4$ wirkt sich die im Verhältnis zur Grenzschichtdicke kleine Rippenteilung nachteilig aus. Die Baulänge des berippten Wärmetauschers verringert sich gegenüber der Glattrohranordnung im Verhältnis

$$\frac{z_R}{z_G} = \frac{1}{\varphi} \frac{Nu_G}{Nu_R} \quad (73)$$

Eine andere Möglichkeit des Vergleichs der Wärmetauscher ergibt sich, wenn man zur Erzielung gleicher Wärmeleistung nicht die Rohroberfläche des Rippenrohrbündels reduziert, sondern den Rippenrohrwärmetauscher durch Vergrößerung des Einbauquerschnitts bei einer kleineren Reynolds-Zahl betreibt /21, 22/. In diesem Fall ist das Verhältnis von $(\text{Stanton-Zahl})^3 / \zeta$ -Wert maßgeblich für den Vergleich der Wärmeaustauscher.

8. Zusammenfassung

Ein querdurchströmtes Rohrbündel, bestehend aus $z = 10$ in Strömungsrichtung hintereinanderliegenden parallel versetzten Rohrreihen mit $n = 15,5$ Niedrigrippenrohren je Reihe, wurde bei Reynolds-Zahlen $5 \cdot 10^3 < Re < 7 \cdot 10^5$ hinsichtlich seiner wärme- und strömungstechnischen Eigenschaften experimentell untersucht. Die Rohre wurden außen von heißem Gas, Luft oder Helium umströmt, das seine Wärme an in den Rohren fließendes Kühlwasser eines Sekundärkreislaufes abgab. Ziel der Untersuchung war die Ermittlung der mittleren Wärmeübergangszahl und des Strömungswiderstandes der Rohranordnung als Funktion der Reynolds-Zahl. In der anschließenden Tabelle 2 sind die Faktoren und Koeffizienten der in Form einfacher Potenzgesetze der Art

$$\text{Nu} = c \cdot \text{Re}^m \cdot \text{Pr}^{0,36}$$

$$\zeta = k \cdot \text{Re}^r$$

darstellbaren Versuchsergebnisse angegeben. Es sind 3 Strömungsbereiche zu unterscheiden. Für $\text{Re} < 3,5 \cdot 10^4$ wurden vergleichsweise kleine Wärmeübergangszahlen gemessen, da bei diesen Strömungszuständen die einzelnen Grenzschichten den Raum zwischen den Rippen nahezu ganz ausfüllen. Bei $\text{Re} \approx 2,4 \cdot 10^5$ ändern sich die Gesetzmäßigkeiten für Wärmeübergang und Strömungswiderstand infolge des Grenzschichtumschlages. Die Änderung in der Steigung der Kurvenverläufe ist allerdings nicht so ausgeprägt wie bei Glattrohranordnungen. Durch Vorschaltung von 4 nicht am Wärmeaustausch beteiligten Rohrreihen vor das zehnstufige Rohrbündel konnte der Einfluß des Strömungsanlaufes auf den mittleren Wärmeübergang nahezu ausgeschaltet werden. Die mittlere Wärmeübergangszahl der Rohranordnung vergrößert sich dadurch um 6 - 7 % gegenüber der Anordnung mit $z = 10$ Reihen. Dieses Ergebnis wurde auch bestätigt durch die direkte Messung des Anteils der einzelnen hintereinanderliegenden Rohrreihen am mittleren Wärmeübergang der Anordnung. Wie von der Glattrohranordnung her bekannt, ist die Wärmeübergangszahl der ersten Rohrreihe um 40 - 50 % kleiner als die mittlere Wärmeübergangszahl, im Unterschied zum Glattrohrbündel werden für den Strömungsanlauf und den thermischen Anlauf beim Rippenrohrbündel eine Rohrreihe weniger benötigt. Der Strömungswiderstand der zehnstufigen Anordnung ist hingegen auch repräsentativ für ein mehrstufiges Rohrbündel. Es wurde kein Unterschied zwischen dem ζ -Wert für $z = 10$ und für $z = 14$ Rohrreihen gemessen.

Ferner wurde der Einfluß der Halbrohre an Deck- und Bodenplatte des Wärmetauschers auf die Gesetzmäßigkeiten für Wärmeübergang und Strömungswiderstand ermittelt. Diese im Versuchsbetrieb zur Vermeidung von Randeinflüssen verwendeten Halbrohre werden beim industriellen Betrieb meist weggelassen. Im Falle des mit 15 gekühlten Rohren je Reihe ausgestatteten Wärmetauschers blieb die Änderung der Gesetzmäßigkeiten für den Wärmeübergang durch die Herausnahme der Halbrohre vernachlässigbar. Der Strömungswiderstand verringerte sich hingegen um etwa 7 %.

Am Ende des Berichtes wurde eine Bewertung der durch eine Berippung der Rohre erzielbaren wärme- und strömungstechnischen Vorteile versucht. Verglichen wurden zwei Wärmetauscher, die sich beim Einsatz für dasselbe Wärmeübertragungsproblem und gleicher Geometrie nur dadurch unterscheiden, daß auf das Glattrohr eine Berippung aufgebracht wurde, so daß dem Glattrohrdurchmesser der Kernrohrdurchmesser des Rippenrohres entsprach. Eine unter diesen Voraussetzungen als Quotient aus übertragener Wärmeleistung zu aufgewandter Pumpleistung gebildete Leistungsziffer ist für den berippten Wärmetauscher in einem weiten Reynolds-Zahl-Bereich um den Faktor 1,4-1,5 größer als für das Glattrohrbündel.

Tabelle 2

Faktoren und Exponenten der Wärmeübergang und Strömungswiderstand beschreibenden Exponentialfunktionen

$$Nu \cdot Pr^{-0,36} = c \cdot Re^m$$

$$\zeta = k \cdot Re^r$$

	Re < 35 000				35 000 < Re < 235 000				235 000 < Re			
	c	m	k	r	c	m	k	r	c	m	k	r
z=14 n=15,5	0,0768	0,74	5,71	-0,22	0,146	0,68	13,3	-0,30	0,0552	0,76	0,318	0
z=10 n=15,5	0,0729				0,137				0,0511			
z=10 n=15,0	0,0714		4,26	-0,20	0,134		12,4		0,0509		0,294	

z: Anzahl der in Strömungsrichtung hintereinanderliegenden Rohrreihen

n: Anzahl der Rohre je Rohrreihe

9. Literaturverzeichnis

- /1/ H. Grosse, F. Scholz Der Hochdruck-Gaskanal
Kerntechnik 7. Jg. (1965), Heft Nr. 4, S. 150-158
- /2/ Tables of Thermodynamic and Transport Properties
of Air, Carbon Dioxide, Carbon Monoxide, Hydrogen,
Nitrogen, Oxygen and Steam
Pergamon Press, 1960
- /3/ VDI-Wärmeatlas, 1. Auflage
VDI-Verlag Düsseldorf, 1963
- /4/ W.H. Mc Adams Heat Transmission
Mc Graw-Hill Book Company Inc., 3. Edition, 1954
- /5/ Th.E. Schmidt Der Wärmeübergang an Rippenrohre und die Be-
rechnung von Rohrbündel-Wärmetauschern
Kältetechnik, Bd. 15(1963), Heft Nr. 4, S. 98-102
und Heft Nr. 12, S. 370-378
- /6/ Th.E. Schmidt Verbesserte Methoden zur Bestimmung des Wärme-
austausches an berippten Flächen
Kältetechnik, Bd. 18(1966), Heft Nr. 4, S. 135-138
- /7/ J. Stasiulevicius Wärmeübergang in querdurchströmten Rohrbündel-
A. Skrinska wärmetauschern mit berippten Rohren (russisch)
Verlag Mintis, Vilnius, 1974
- /8/ H.G. Groehn Anmerkungen zu Wärmeübergangsmessungen von
J. Stasiulevicius und A. Skrinska an querange-
strömten, versetzt angeordneten Rohrbündeln
mit berippten Rohren
Interner Bericht, IB-3-76
- /9/ VDI-Wärmeatlas, 2. Auflage
VDI-Verlag Düsseldorf, 1974
- /10/ A. Zukauskas Wärmeübergang in querdurchströmten Rohrbündeln
V. Makarevicius (russisch)
A. Slanciauskas Verlag Mintis, Vilnius 1968
- /11/ O. Krischer Wärmeübertragung und Wärmespannungen bei Rip-
W. Kast penrohren
VDI-Forschungsheft 474
VDI-Verlag Düsseldorf, 1959
- /12/ W. Kast Wärmeübergang an Rippenrohrbündeln
Chemie-Ing.-Techn., 34. Jahrg.(1962), Heft Nr. 8,
S. 546-551

- 13/ H.G. Groehn
F. Scholz
Änderung von Wärmeübergang und Strömungs-
widerstand in querangeströmten Rohrbündeln
unter dem Einfluß verschiedener Rauigkeiten
sowie Anmerkungen zur Wahl der Stoffwertbe-
zugstemperaturen
Heat Transfer 1970, Elsevier Publishing Company,
Amsterdam
- /14/ W. Kast
Die Erhöhung der Wärmeabgabe durch Strahlung
bei mehrfachen Reflexionen zwischen strahlen-
den Wänden.
Fortschr.-Ber. VDI-Z., Reihe 6, Nr. 5
VDI-Verlag Düsseldorf, 1965
- /15/ E. Eckert
Technische Strahlungsaustauschrechnungen
VDI-Verlag Berlin, 1937
- /16/ A. Schumacher
H. Waldmann
Wärme- und Strömungstechnik im Dampferzeu-
gerbau
Vulkan-Verlag Dr. W. Classen, Essen, 1972
- /17/ F. Scholz
Einfluß der Rohrreihenzahl auf den Druckver-
lust und Wärmeübergang von Rohrbündeln bei
hohen Reynolds-Zahlen
Chemie-Ing.-Techn., 40 Jahrg.(1968), Heft 20,
S. 988-995
- /18/ J.G. Edler von Bohl
Das Verhalten paralleler Luftstrahlen
Ingenieur-Archiv 11 (1940), S. 295-314
- /19/ C.B. von der Decken
E. Heinecke
Stationary and Nonstationary Flow Phenomena
In and Behind Staggered and In-line Tube Banks
International Seminar 1972, Trogis 30.8.-6.9.
Recent Developments in Heat Exchanger
- /20/ H. Glaser
Bewertung von Wärmeaustauschsystemen mit Hilfe
einer Leistungszahl
Angew. Chemie Band 20 (1948)
- /21/ V. Walker
D. Wilkie
Symposium on High Pressure Gas
Gas as a Heat Transfer Medium, 1967, paper 26
- /22/ H.G. Groehn
Zur Bewertung der durch künstliches Aufräumen
der Rohroberfläche an zwei querangeströmten
Wärmetauschermodellen erzielten wärme- und
strömungstechnischen Vorteile
Interner Bericht, IB-5-73
- /23/ K. Hammeke
E. Heinecke
F. Scholz
Wärmeübergangs- und Druckverlustmessungen an
querdurchströmten Glattrohrbündeln insbesondere
bei hohen Reynolds-Zahlen
Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 10 (1967),
pp. 427-446

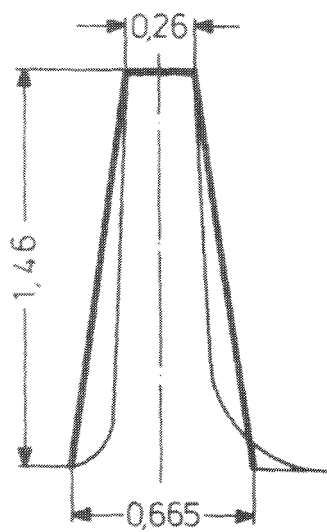
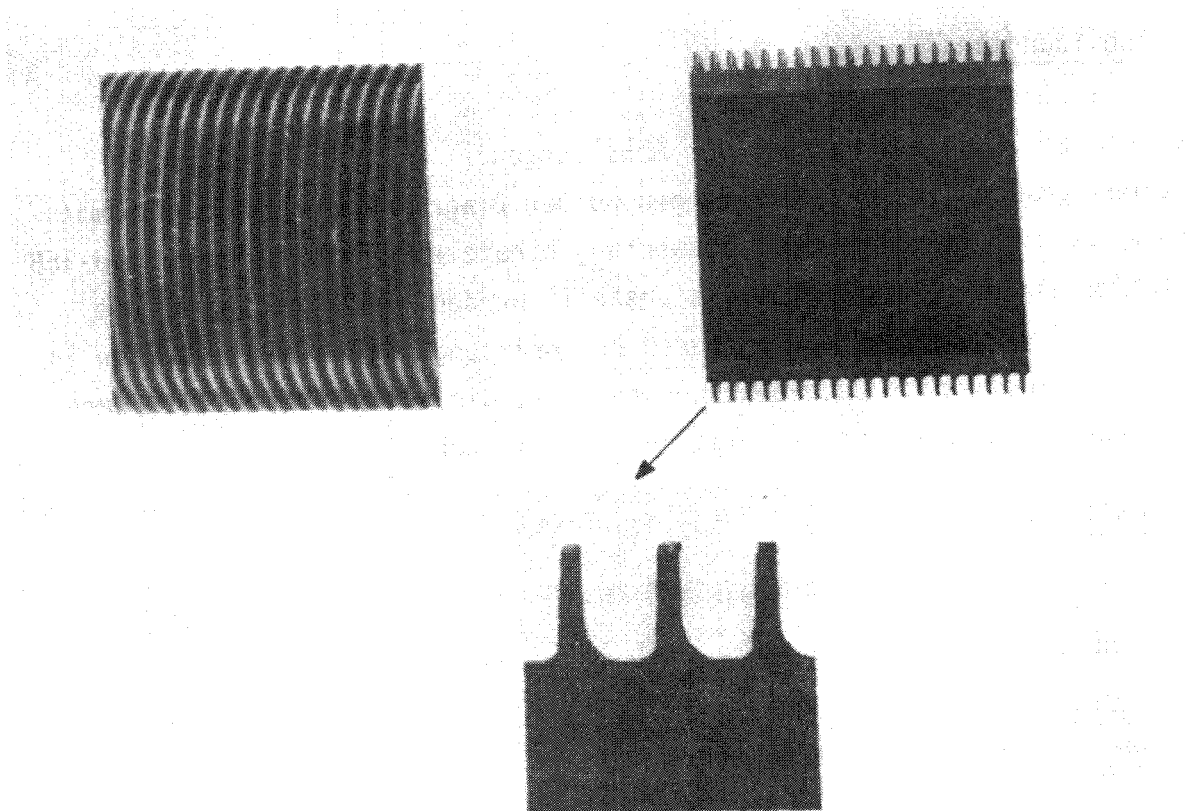
10. Abbildungsteil

Erläuterungen zur Beschriftung der Abbildungen:

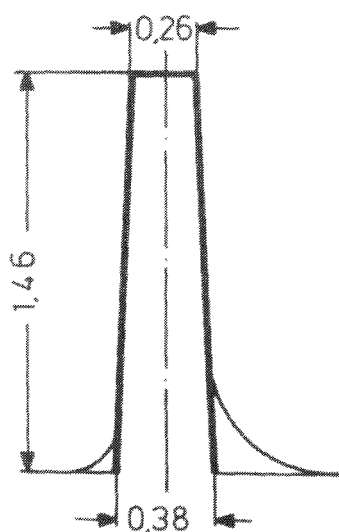
Für einen großen Teil der Abbildungen wurden Diagramme verwendet, die mit Hilfe eines an die zur Versuchsauswertung benutzte Rechenanlage IBM 370-168 angeschlossenen Calcomp-Plotters erstellt wurden. In Anlehnung an die durch das Plott-Programm vorgegebenen Beschriftungsmöglichkeiten wurden in den Abbildungen einige Bezeichnungen benutzt, die von den im Text verwendeten abweichen. Sie sind im folgenden aufgelistet.

<u>Abbildung</u>	<u>Text</u>
RE	Re
RE_1	Re_1
ZETA	ζ
NU	Nu
NU/PR * * 0.36 SCHEINBAR	$Nu_s \cdot Pr^{-0,36}$
NU/PR * * 0.36 SCHMIDT	$Nu \cdot Pr^{-0,36}$, Rippenwirkungsgrad nach Glg. (6)
$NU_1/PR * * 0.36$ KAST	$Nu_1 \cdot Pr^{-0,36}$, Rippenwirkungsgrad nach Glg. (16)

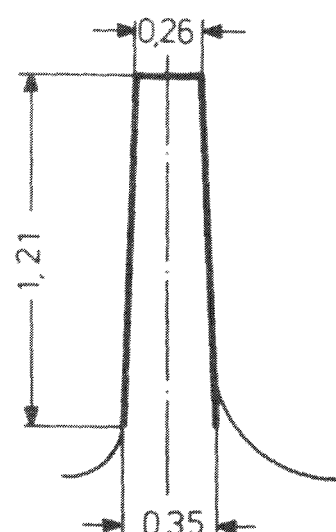
Bei den maschinell erstellten Diagrammen wurde auf eine Bildunterschrift verzichtet, da aufgrund der ausführlichen Bildbeschriftung Verwechslungen ausgeschlossen sind.



Fall a)



Fall b)



Fall c)

Abb.1 Ansicht des Rippenrohres; Möglichkeiten für Berücksichtigung der Rippenform bei Berechnung des Rippenwirkungsgrades

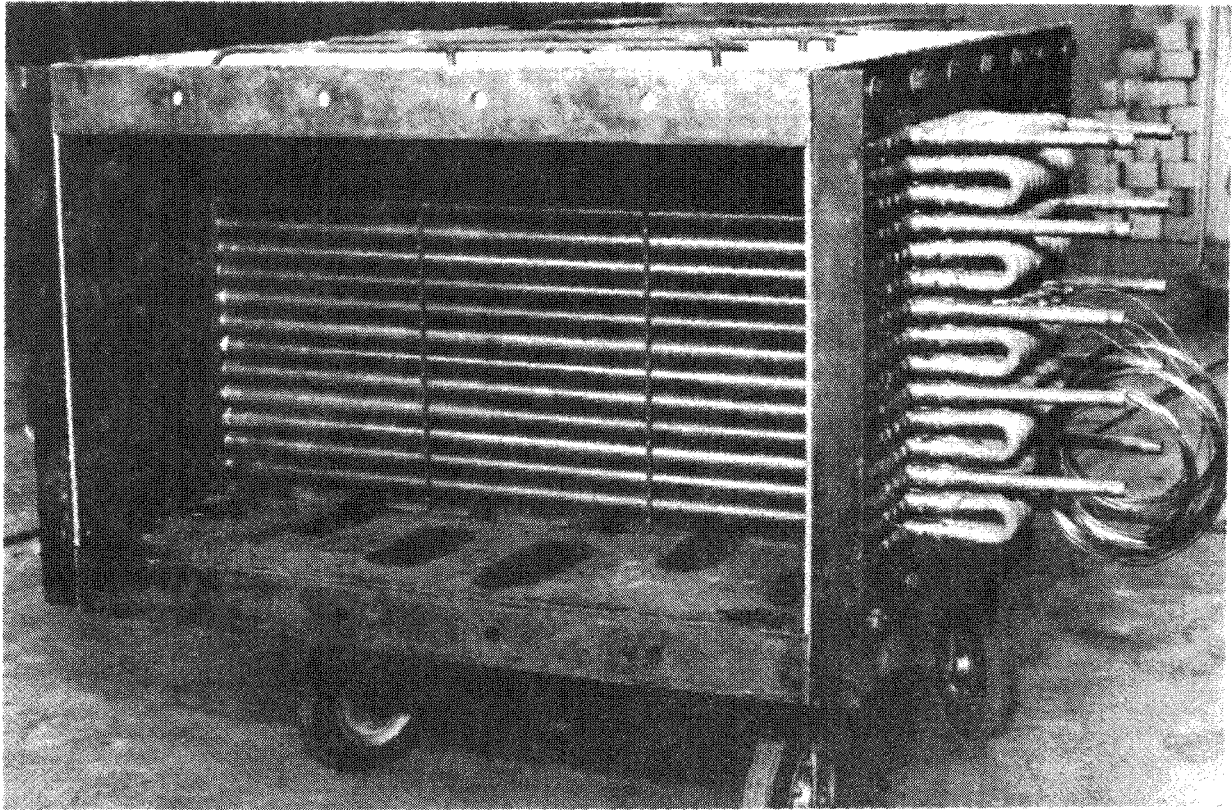


Abb. 2: Ansicht des Rippenrohrbündels
(fluchtende Rohranordnung, Rohrteilungen,
Rohrabmessungen, Verschaltung der Rohre
entsprechen der untersuchten versetzten
Rohranordnung)

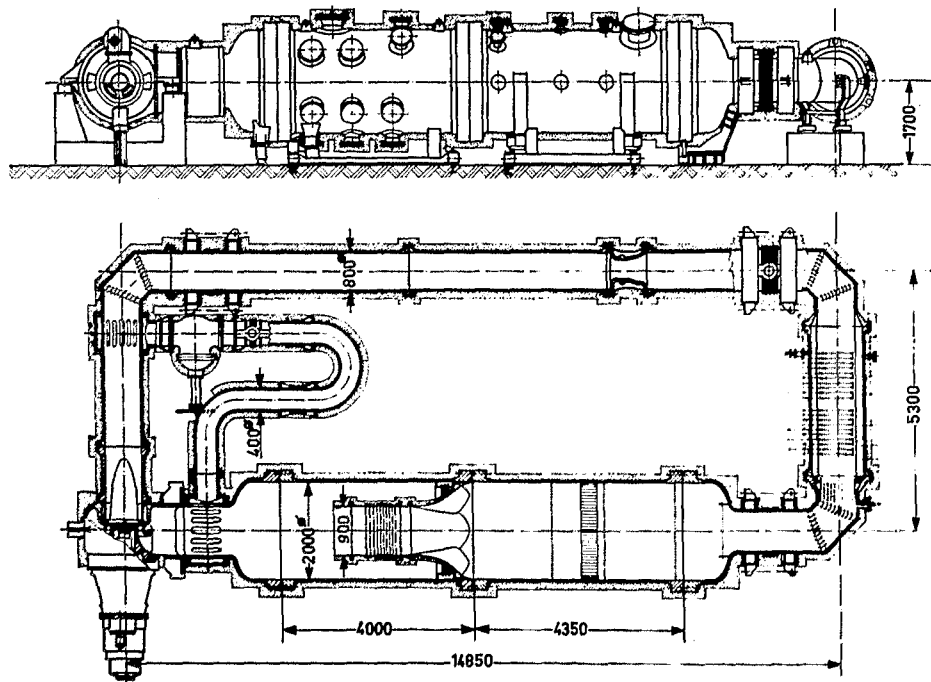
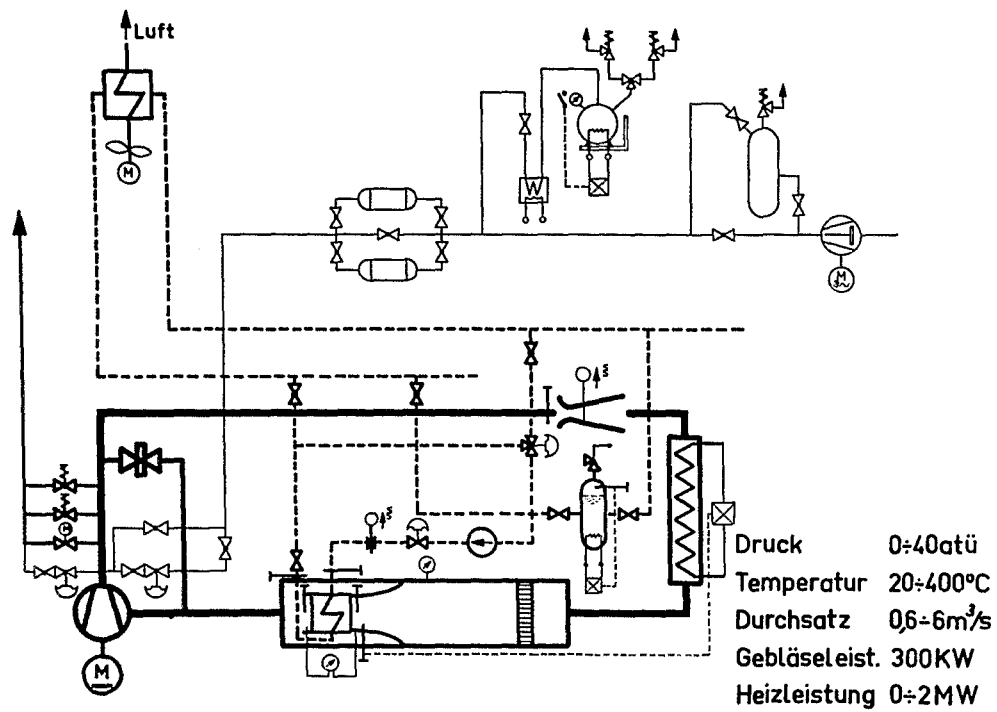


Abb.3 Schaltschema und vereinfachte Konstruktionszeichnung des Hochdruck-Gas - Kanals

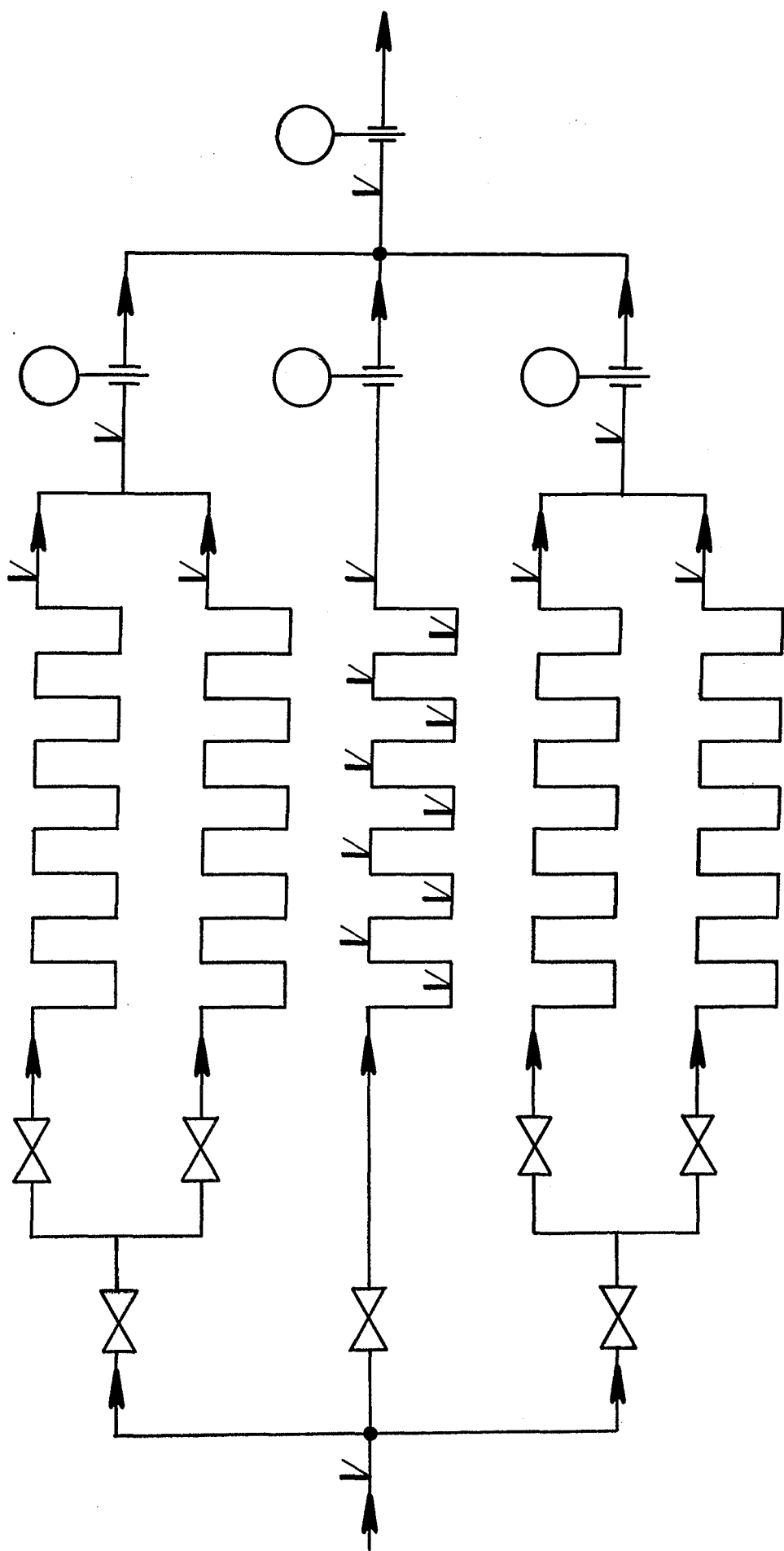


Abb.4 Verschaltung der Rohre, wasserseitige Meßeinrichtungen

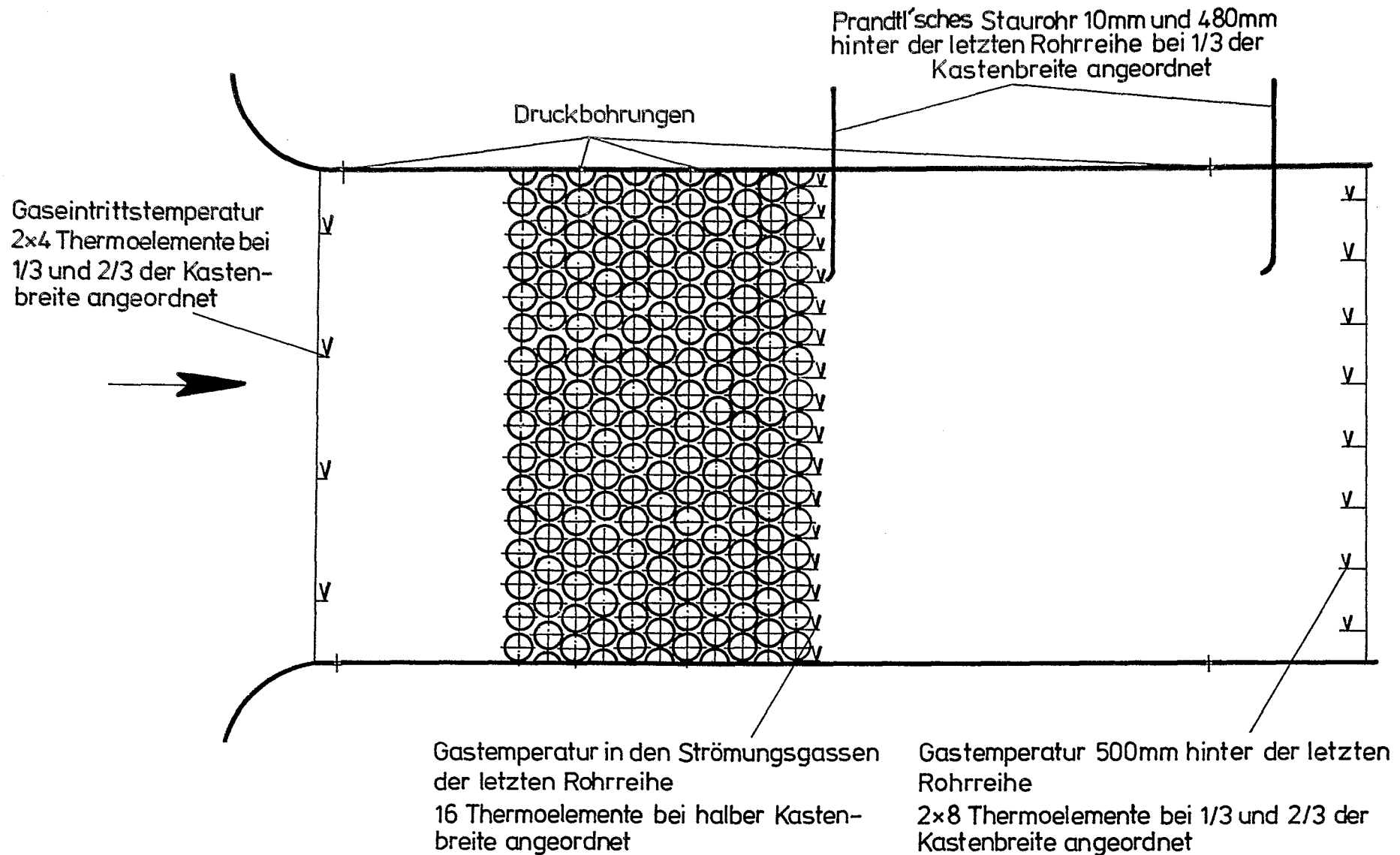
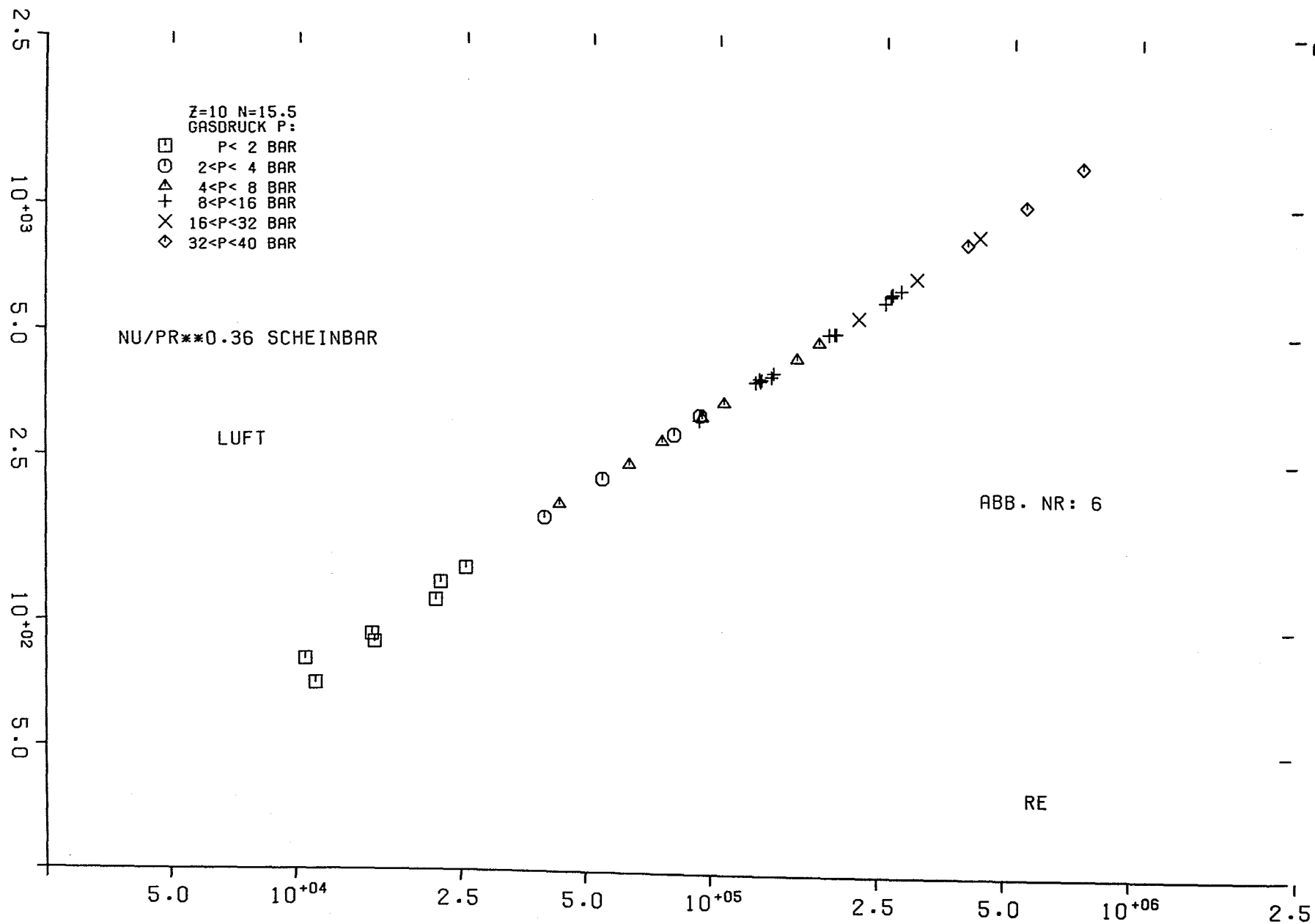
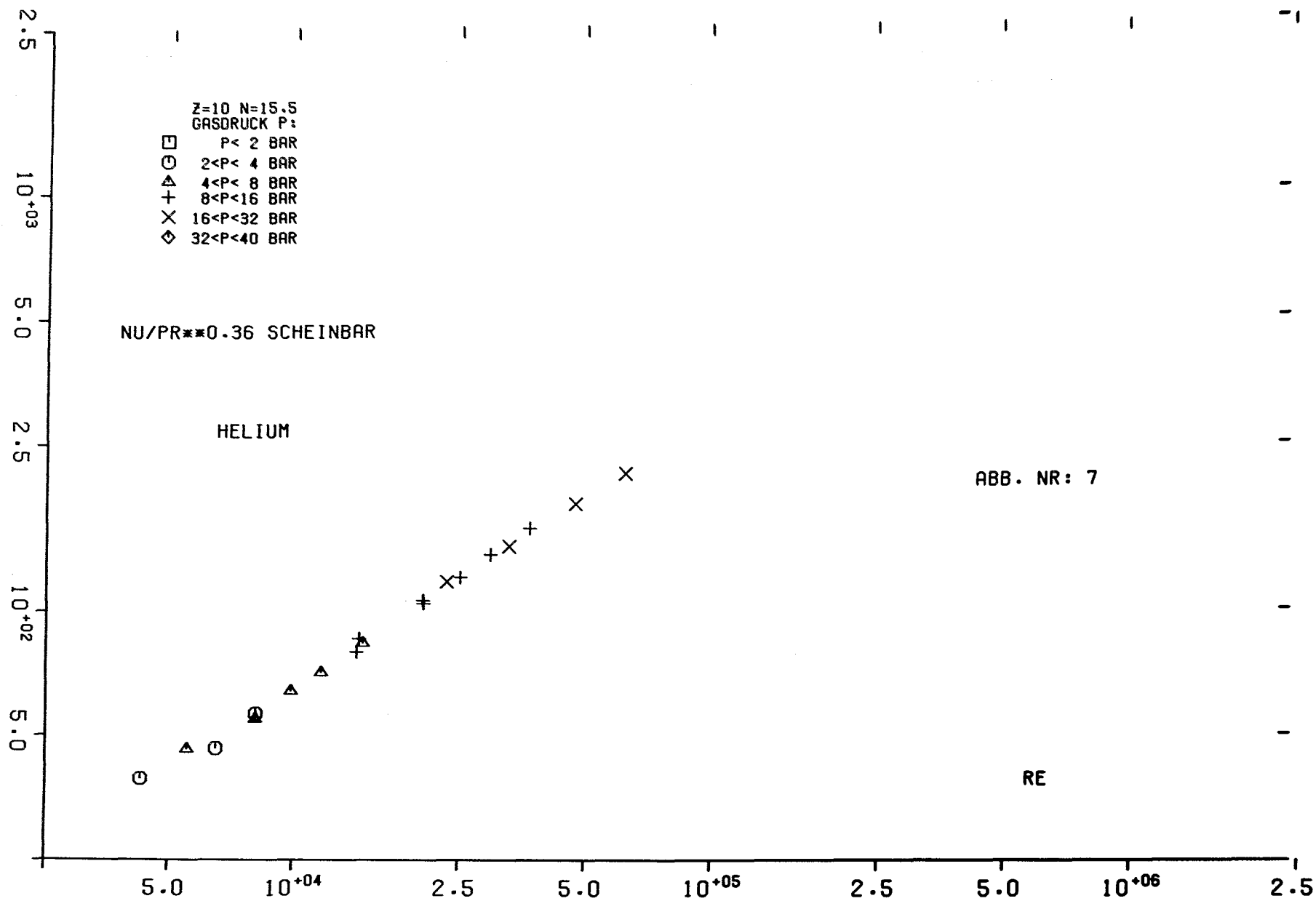
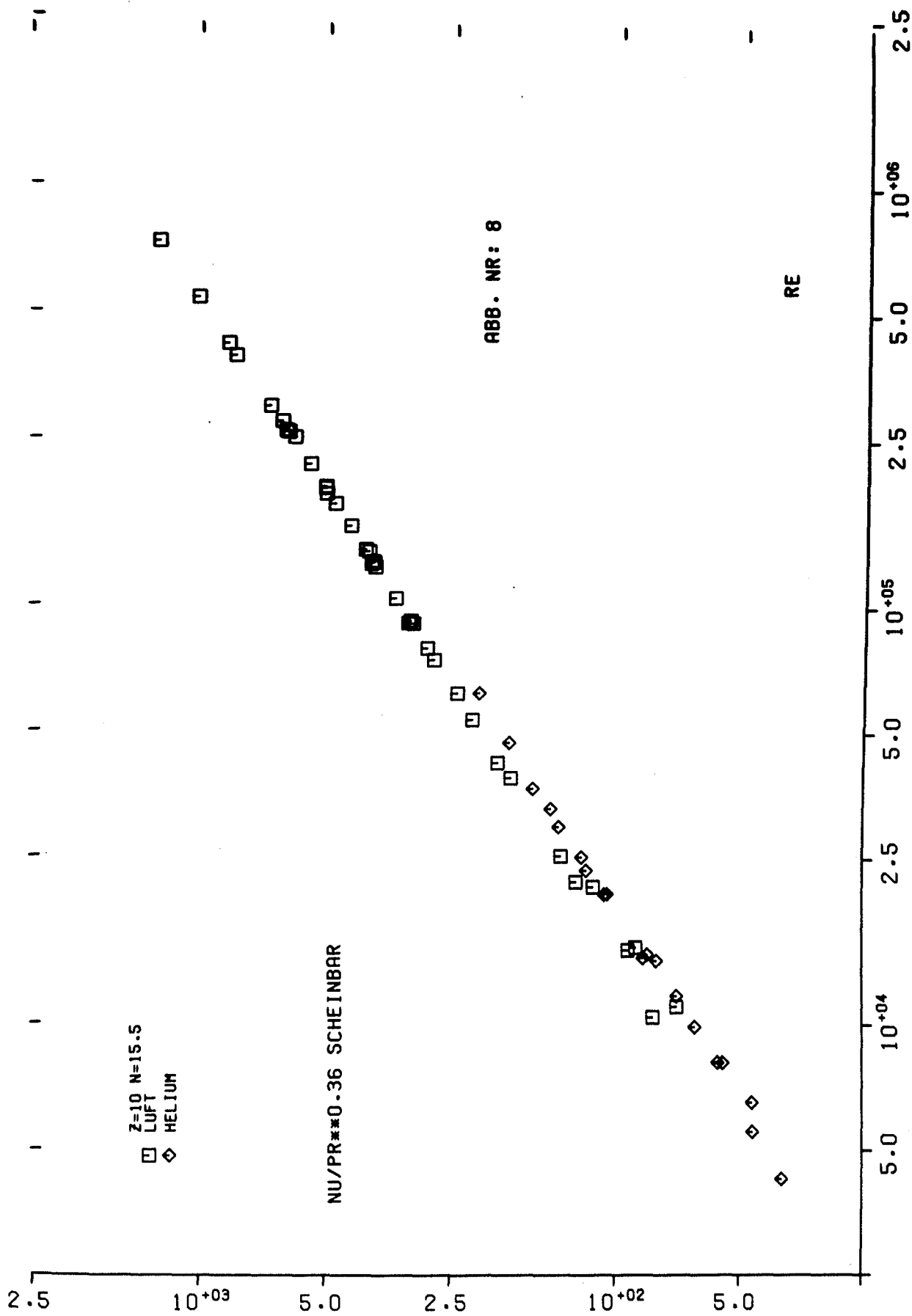
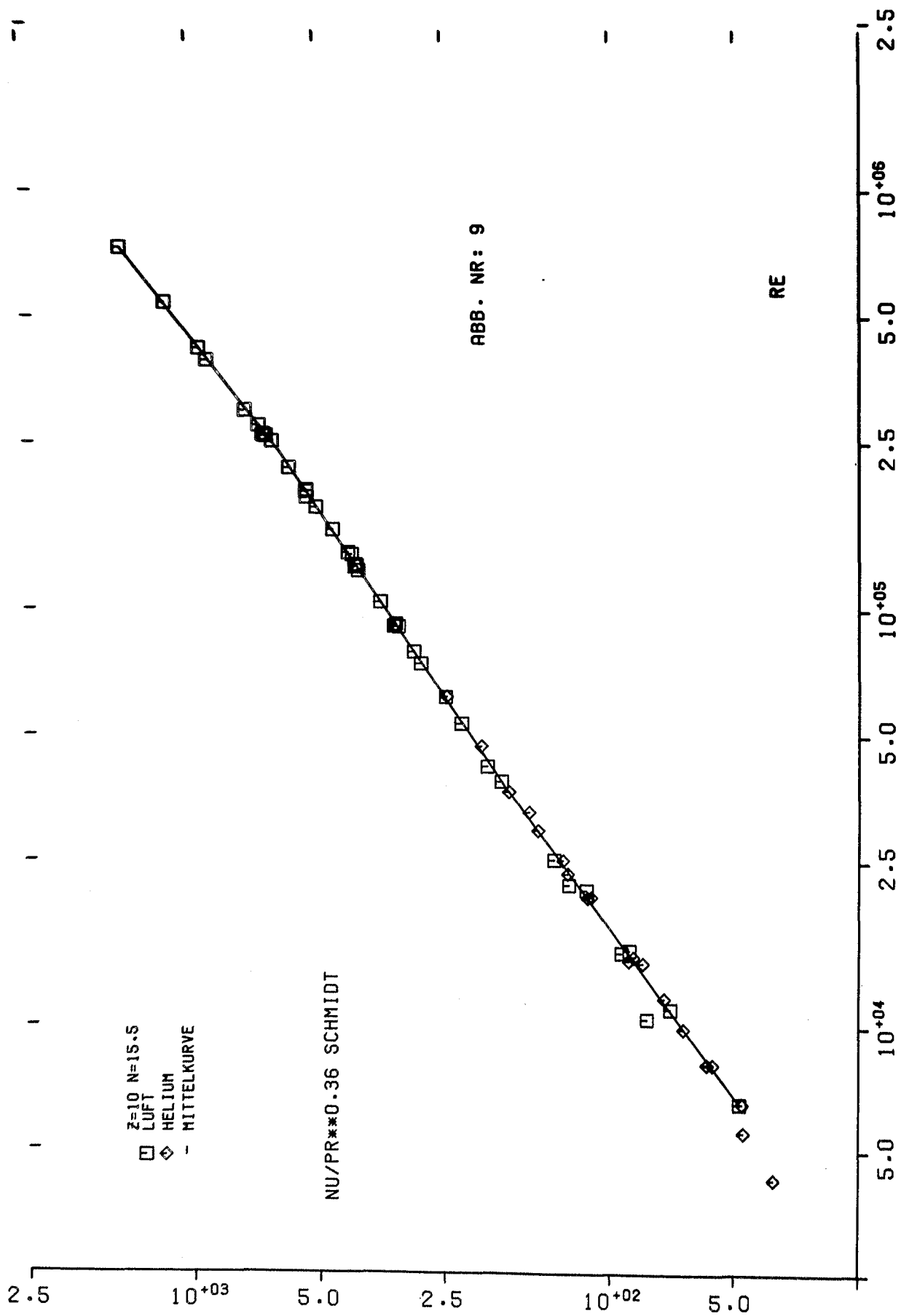


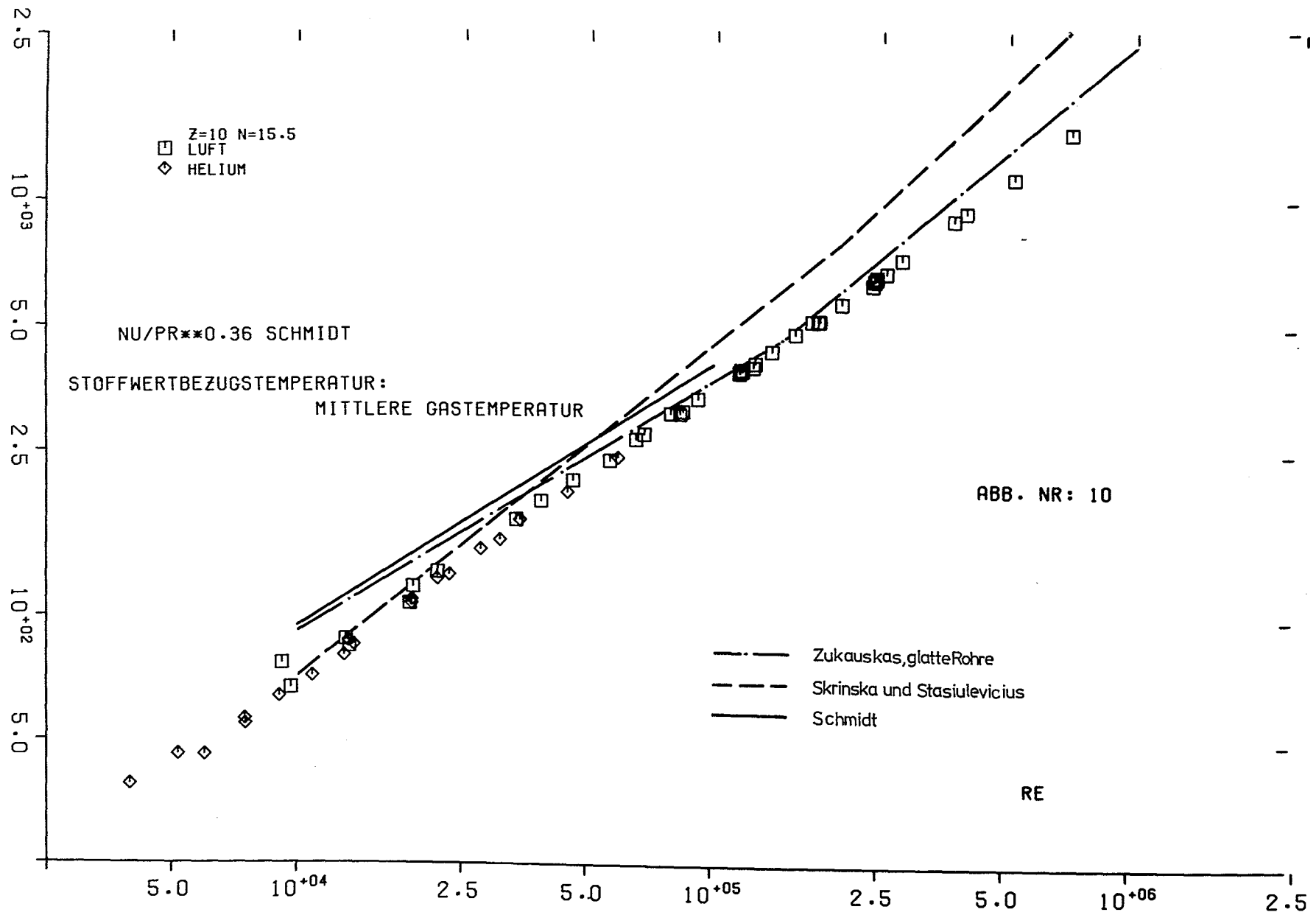
Abb.5 Anordnung der gaseitigen Thermoelemente, Druckbohrungen und Prandtl'schen Staurohre

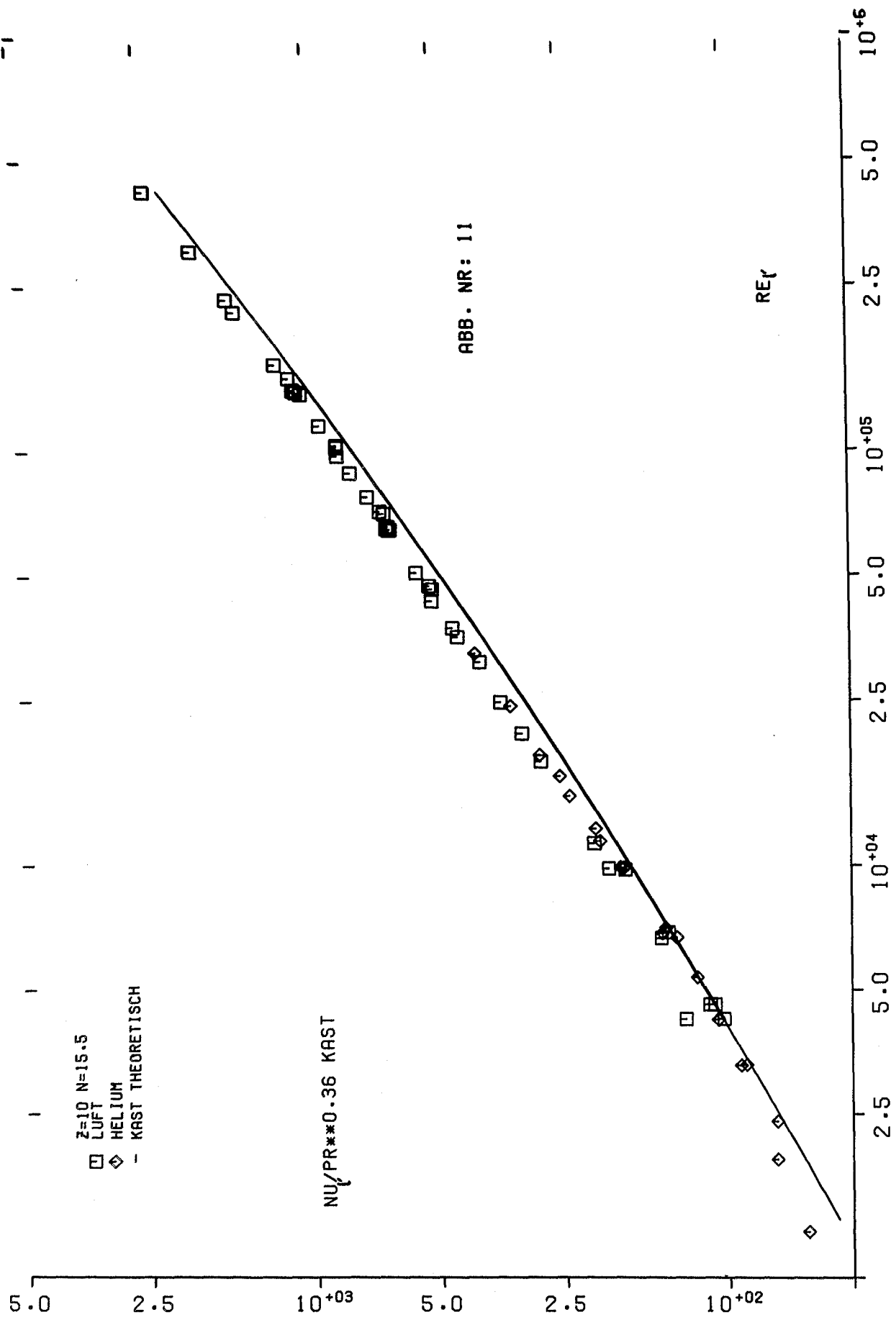


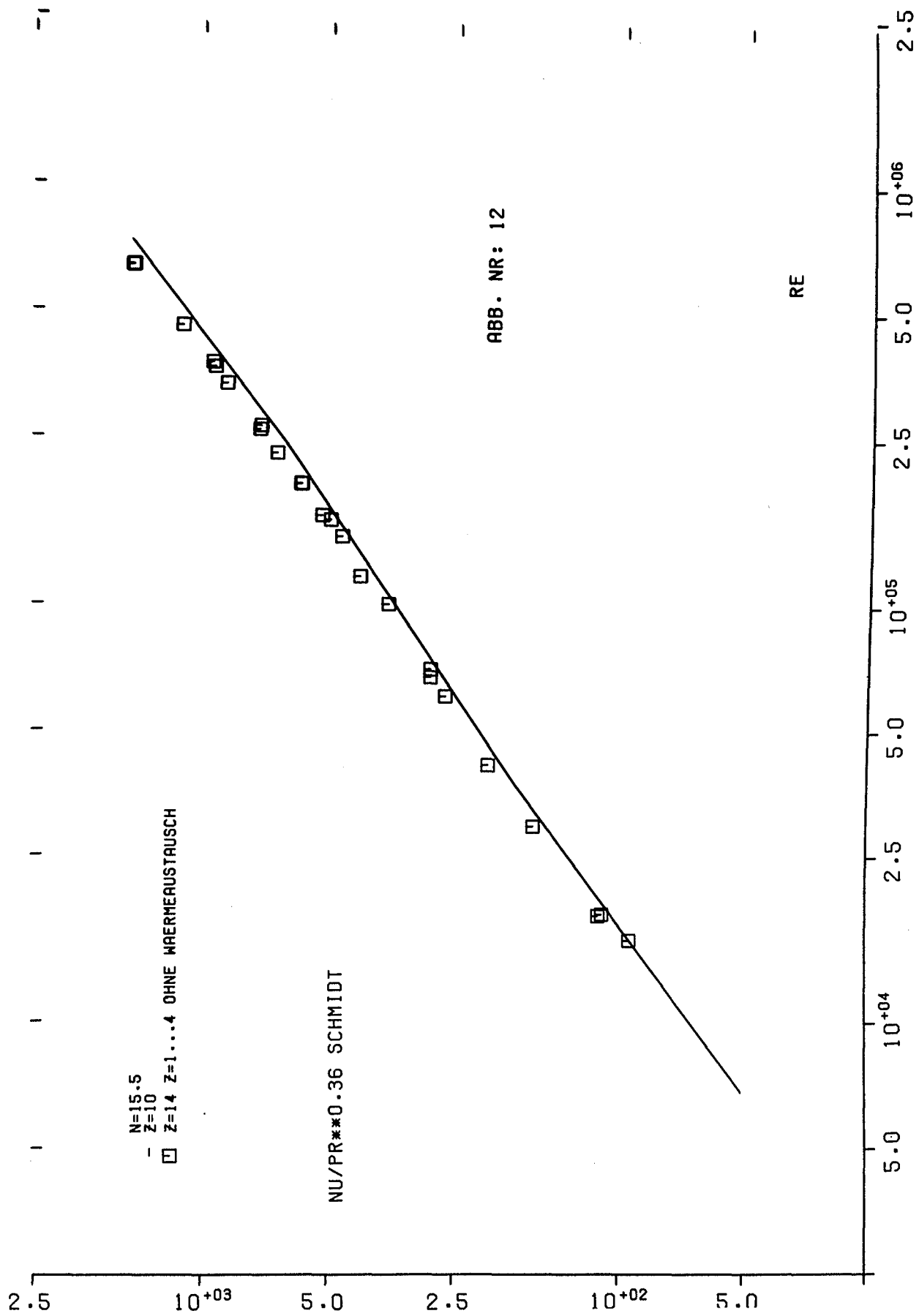












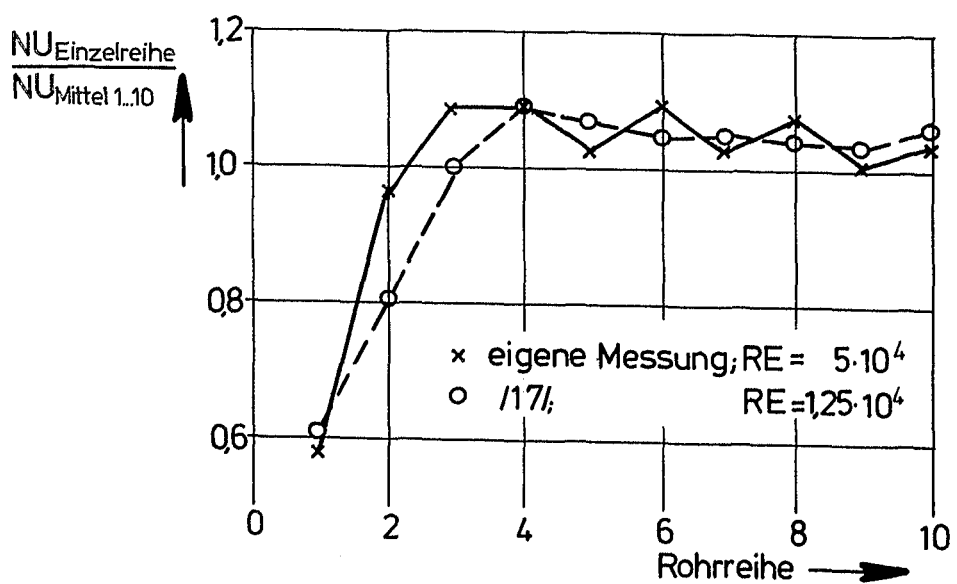
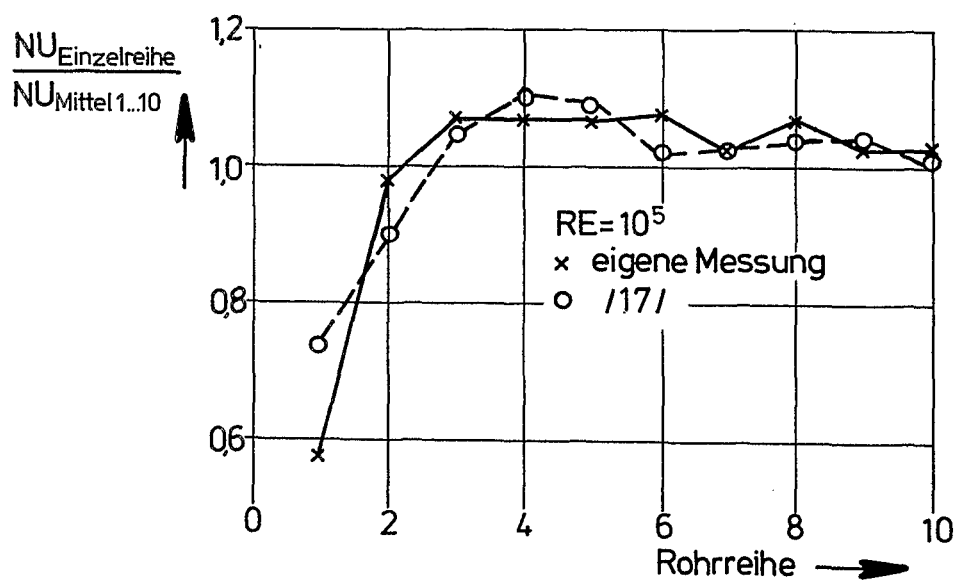
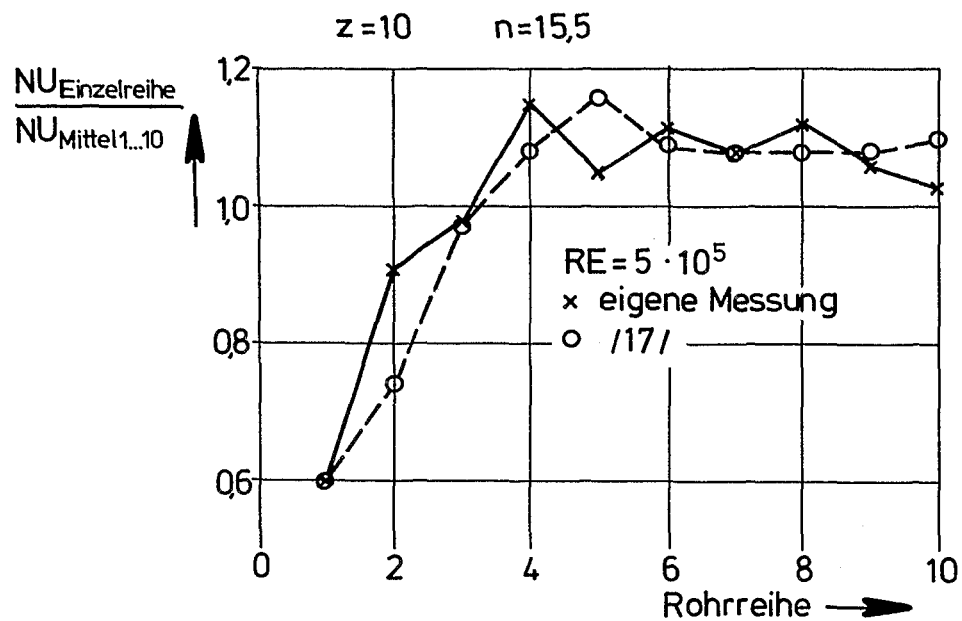


Abb.13

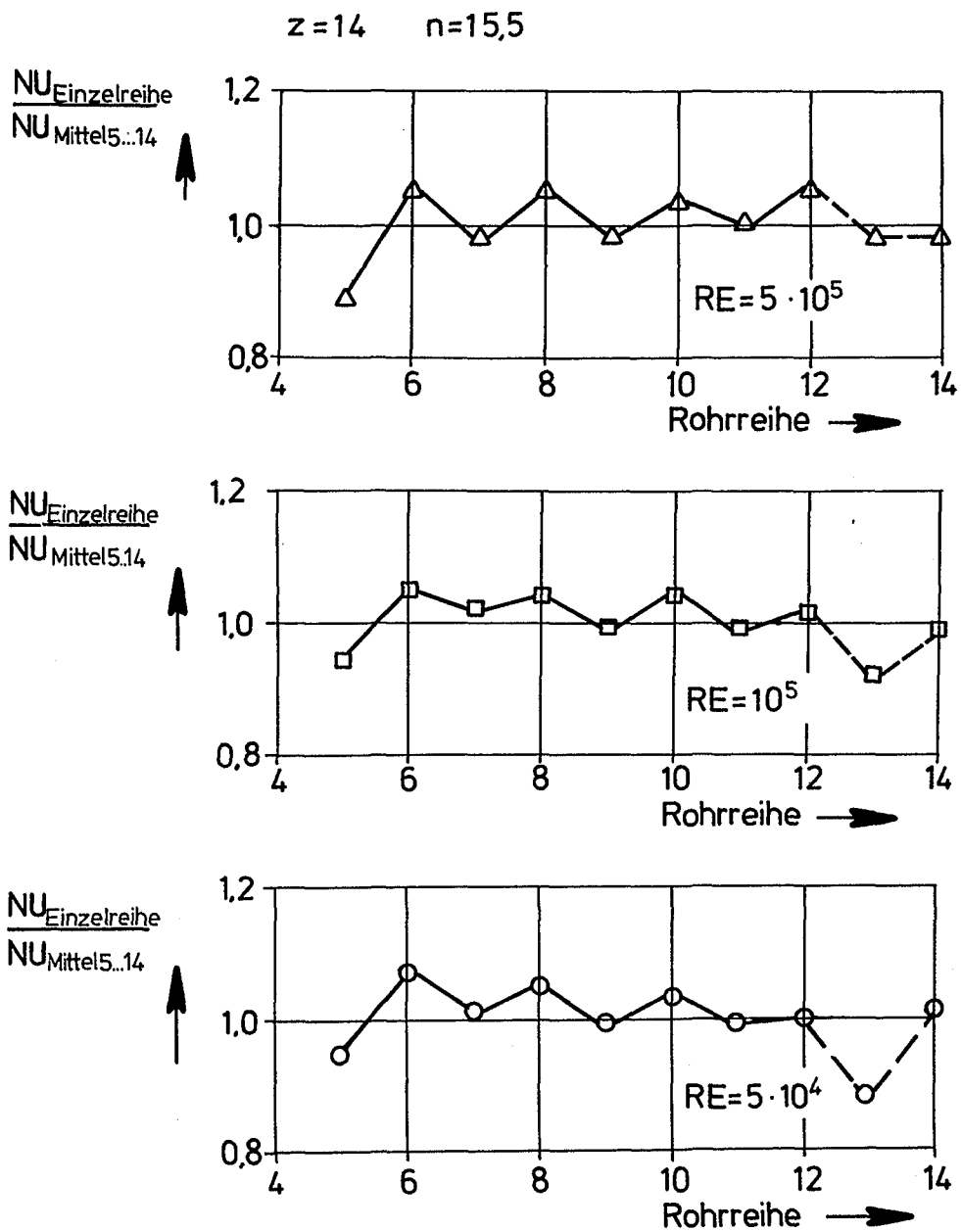
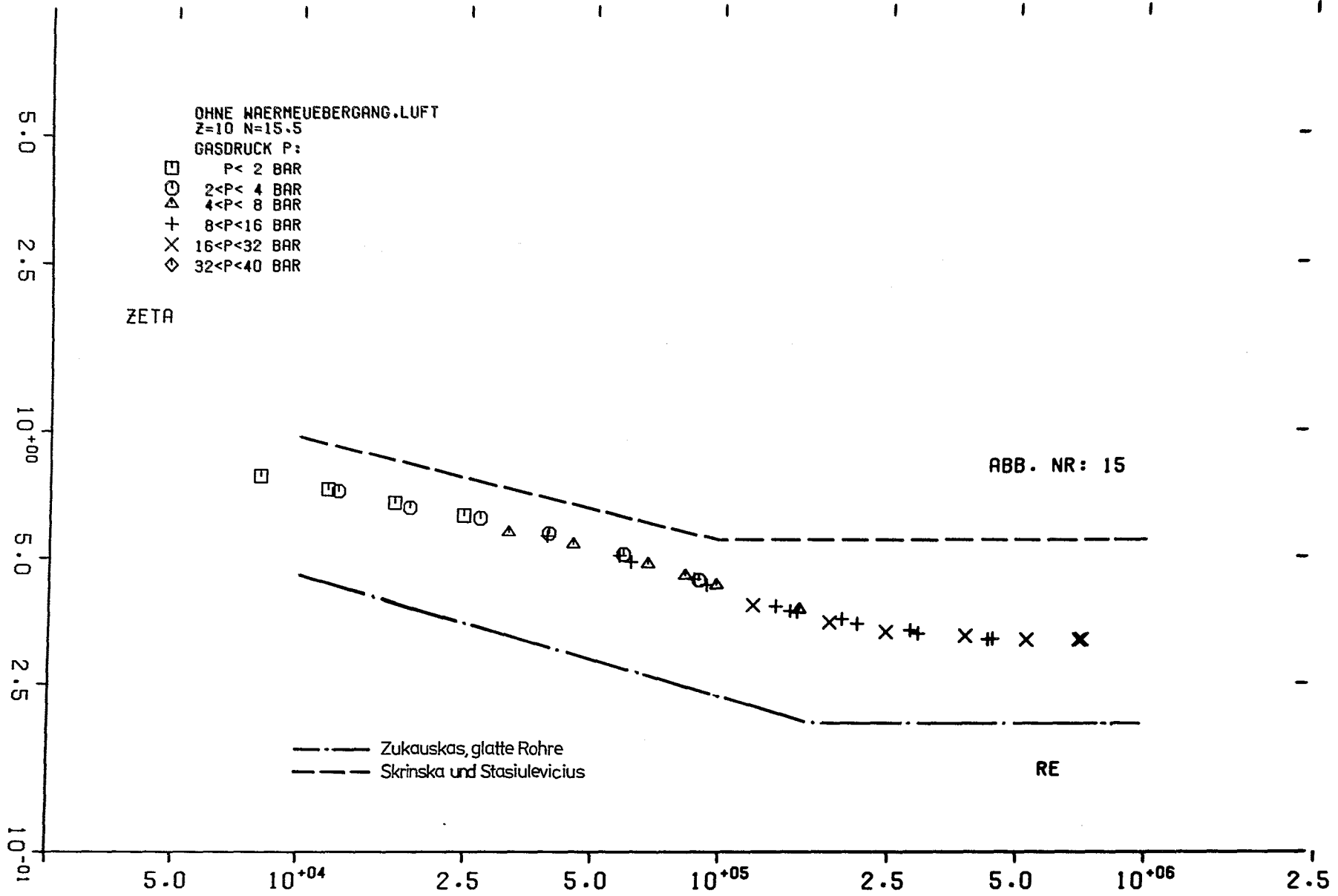
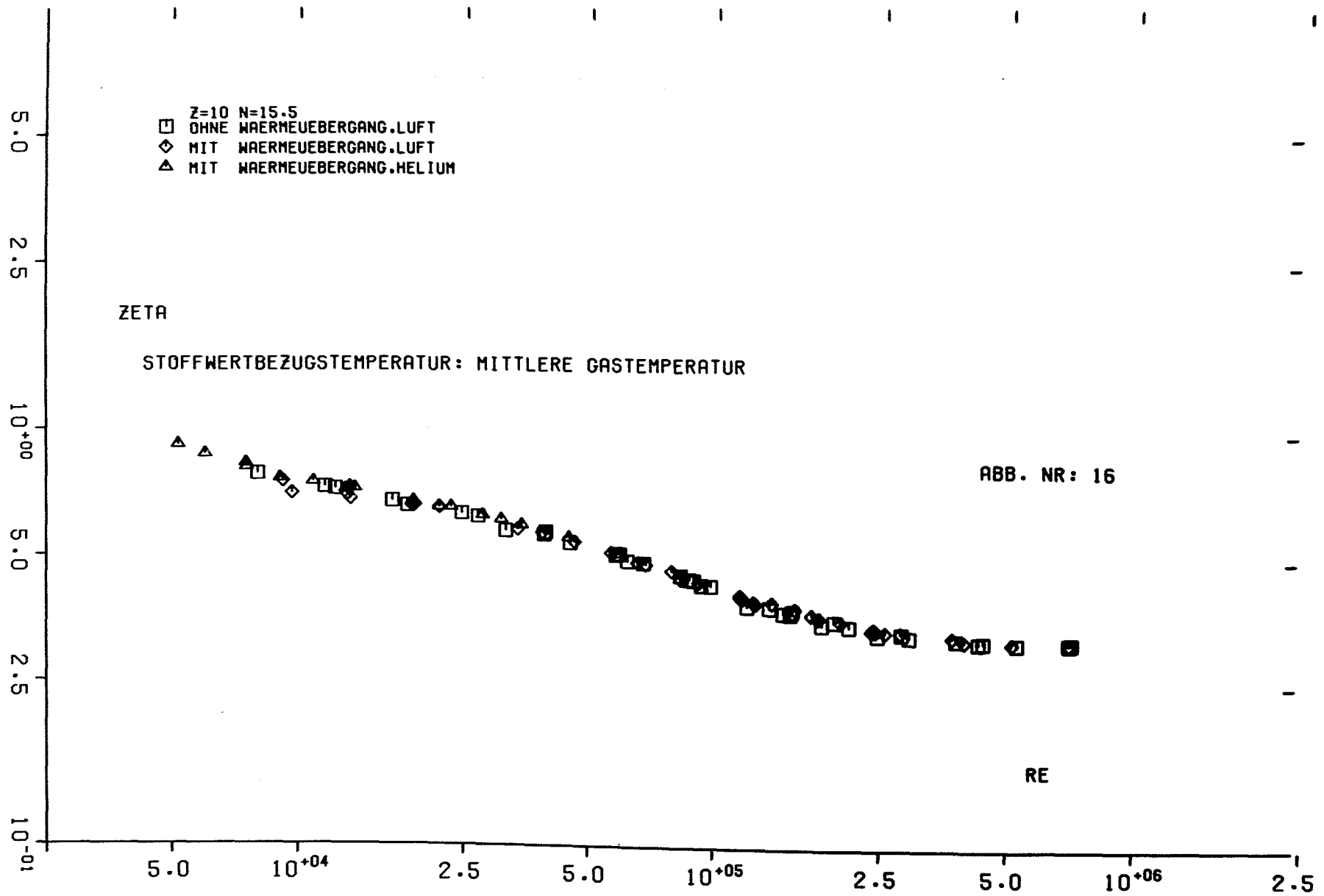
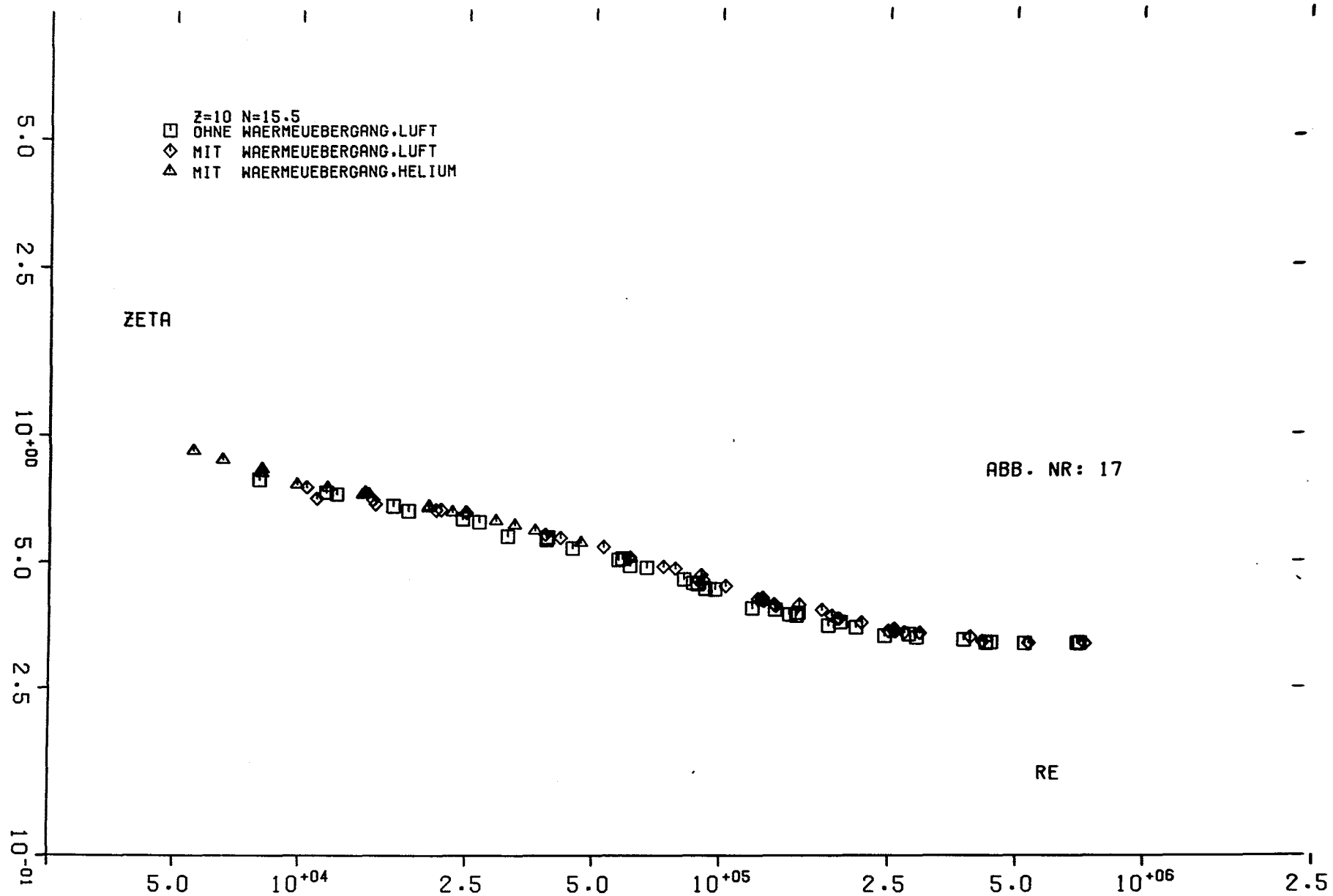
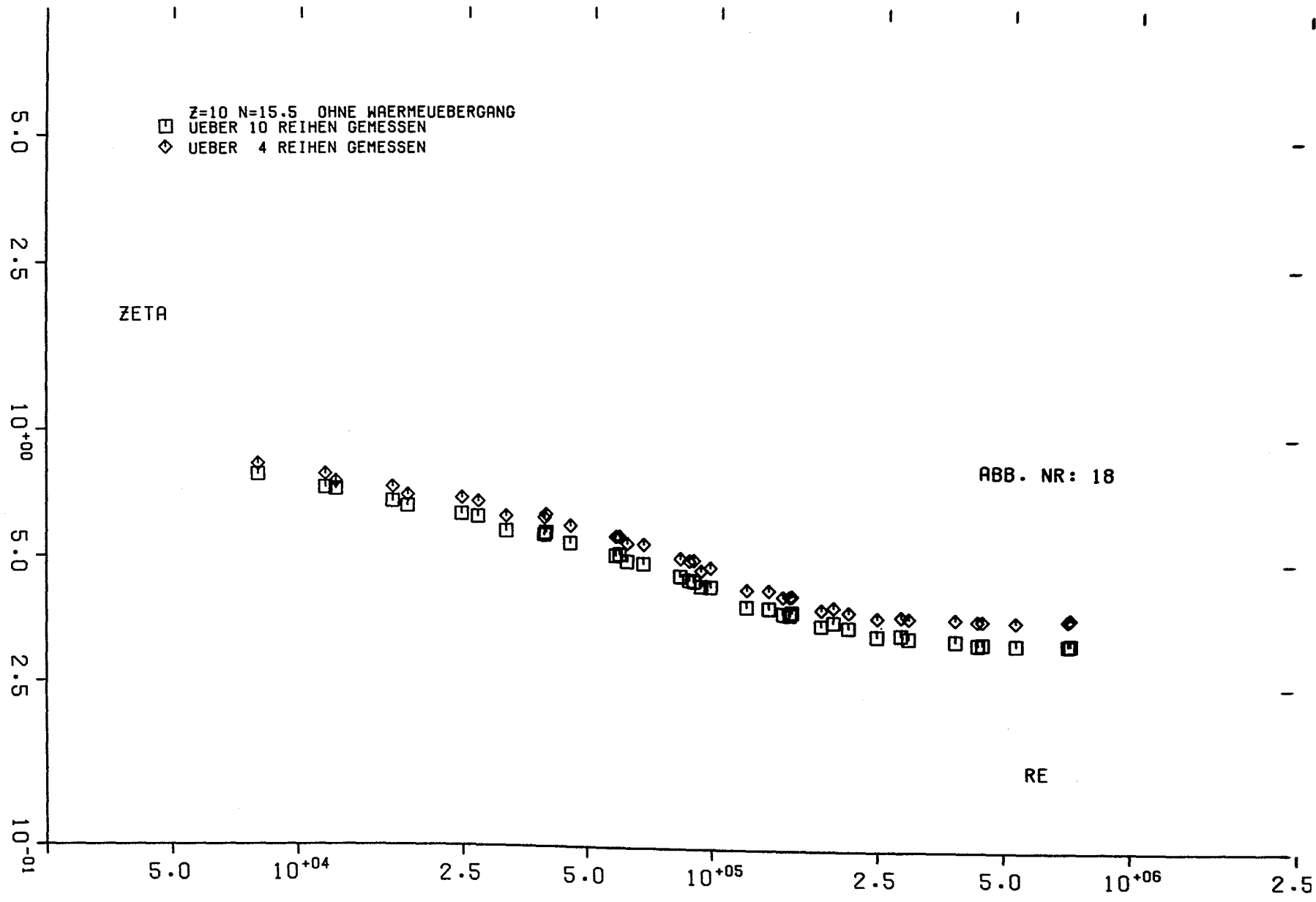


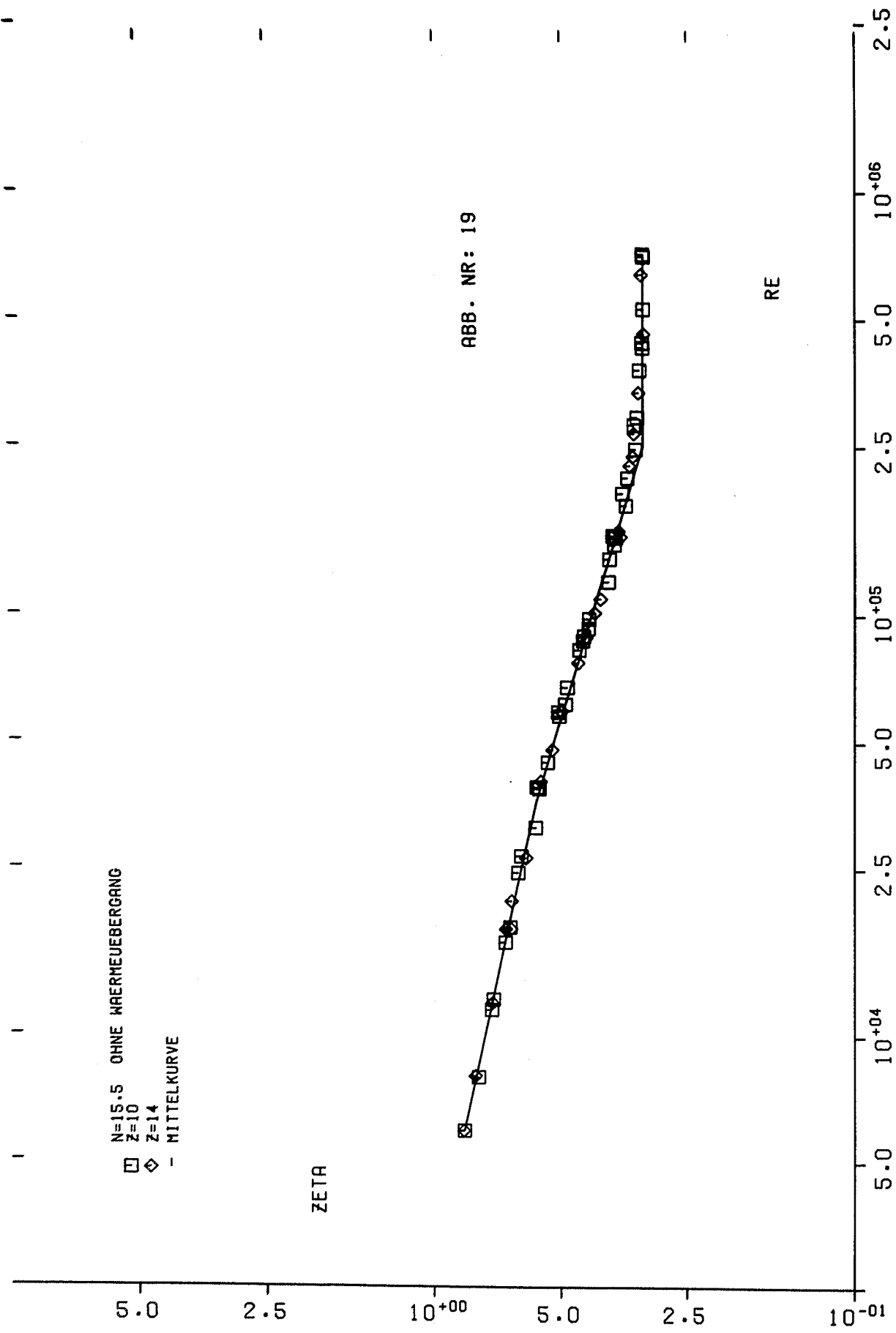
Abb.14

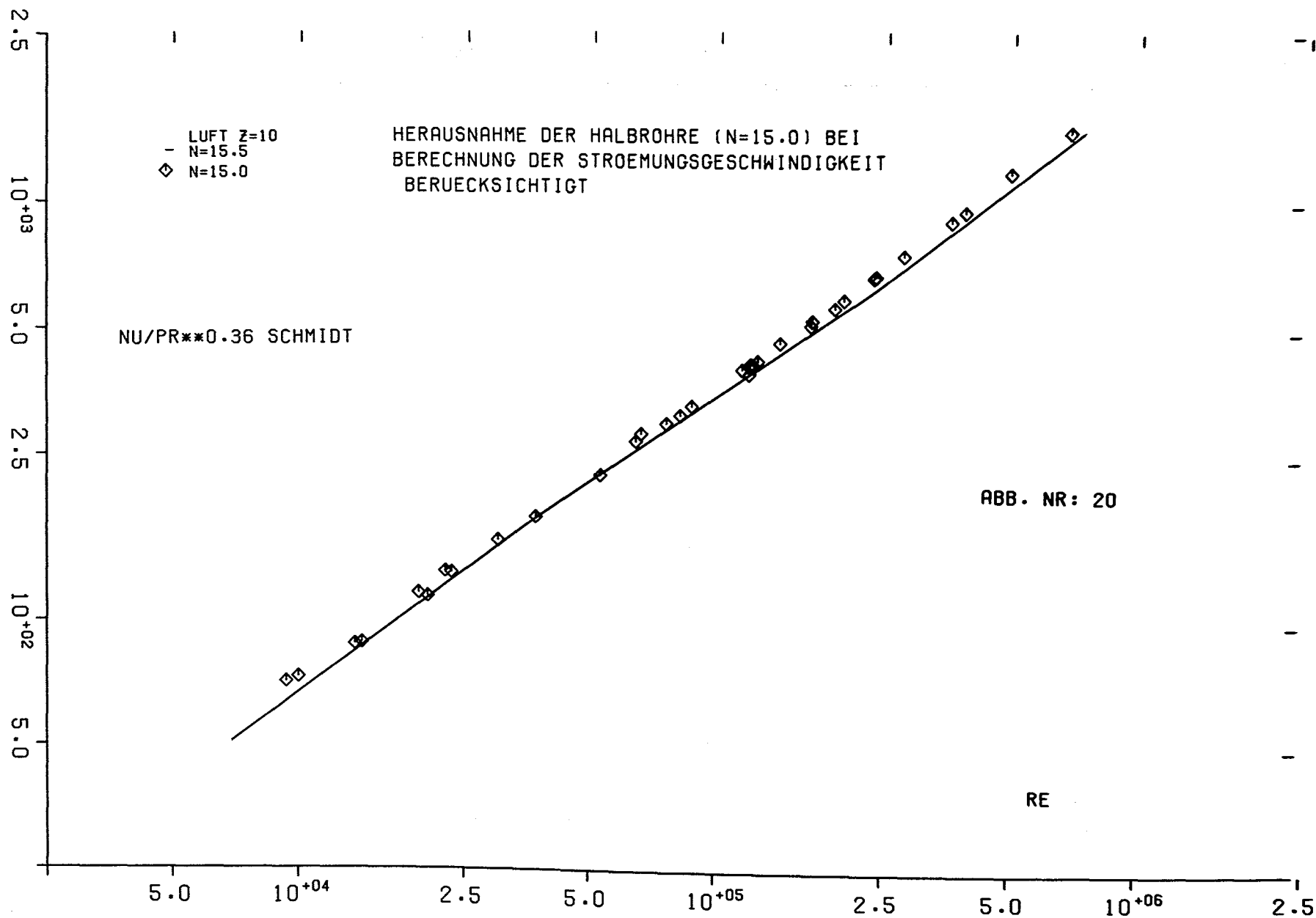


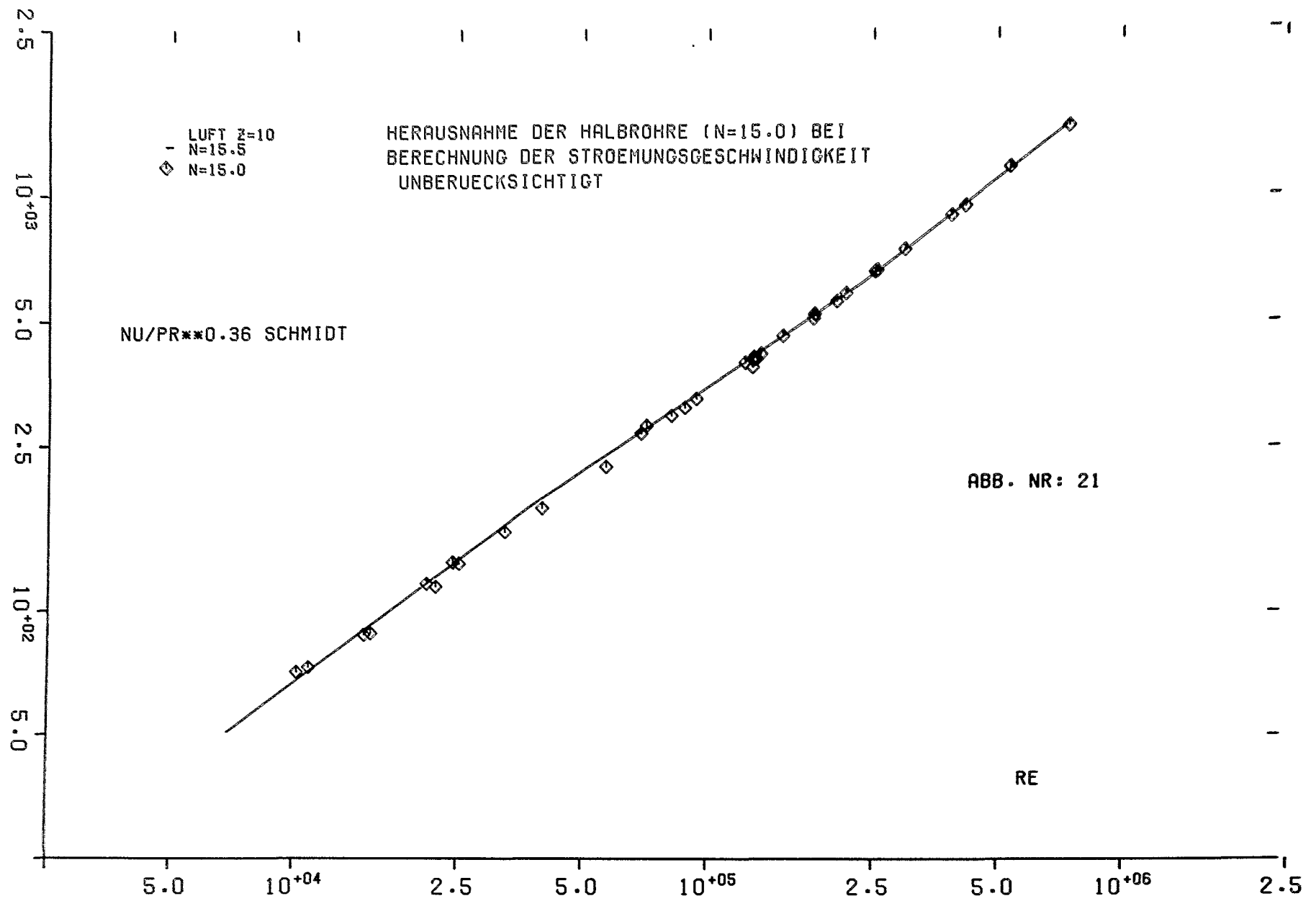


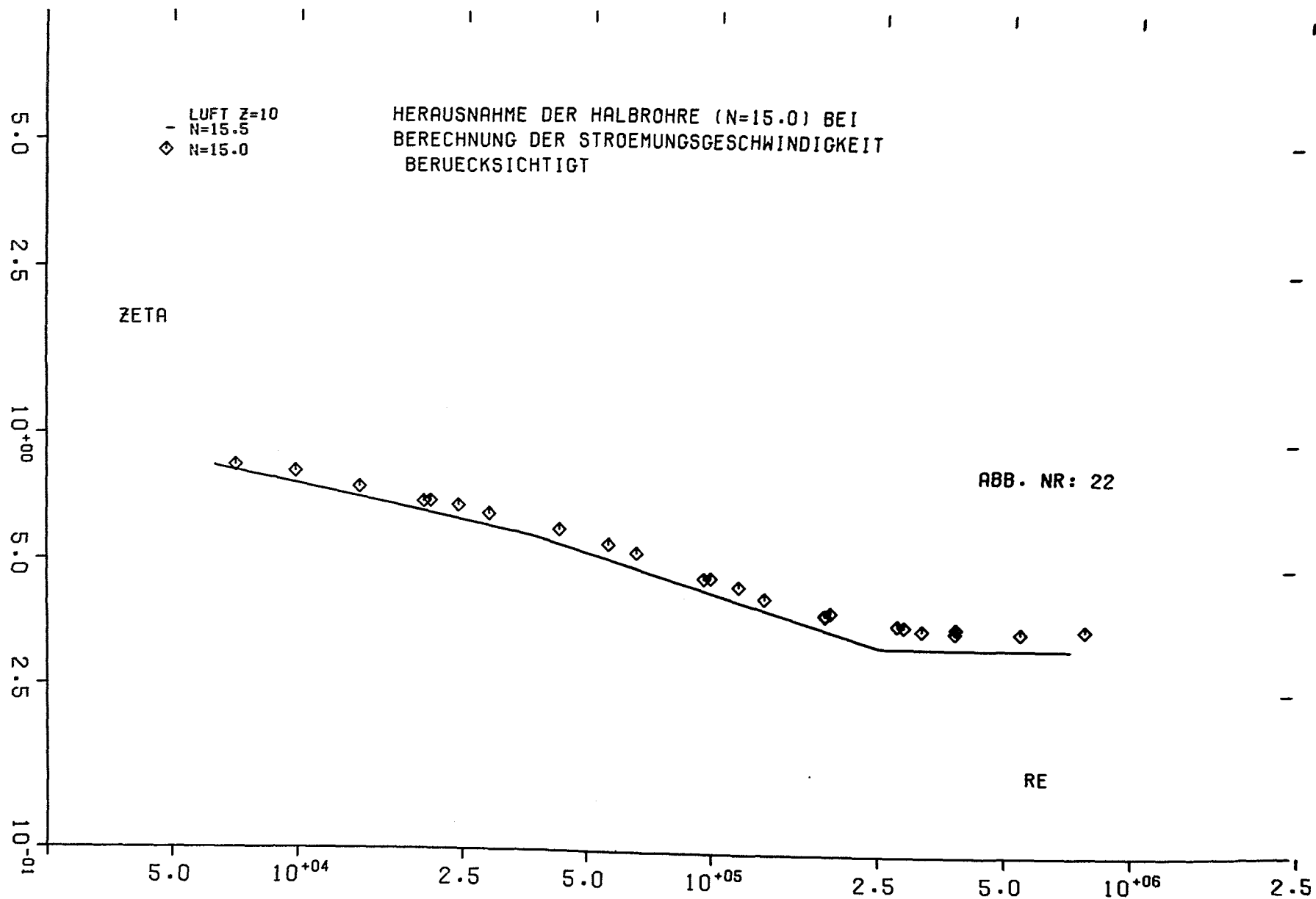


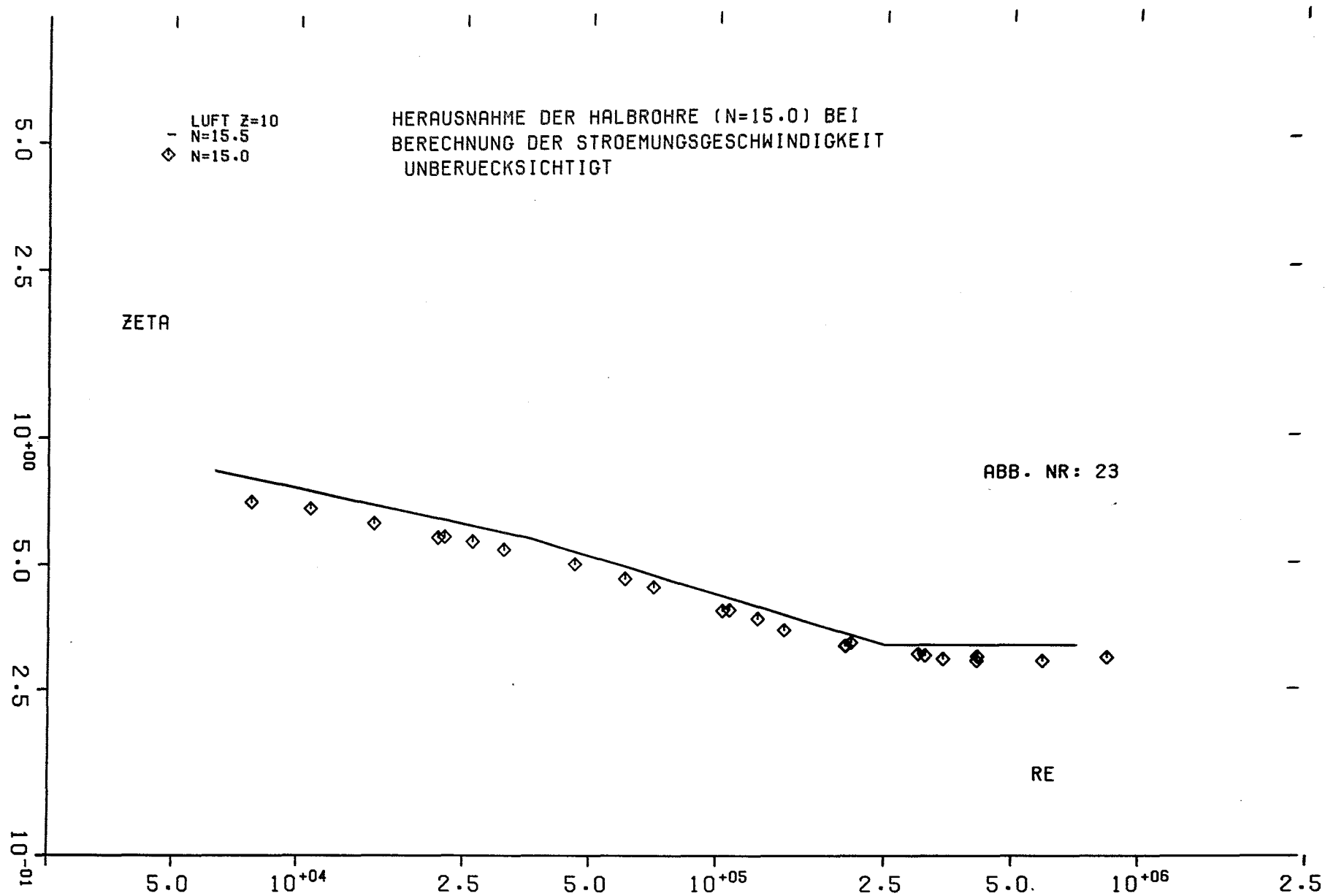












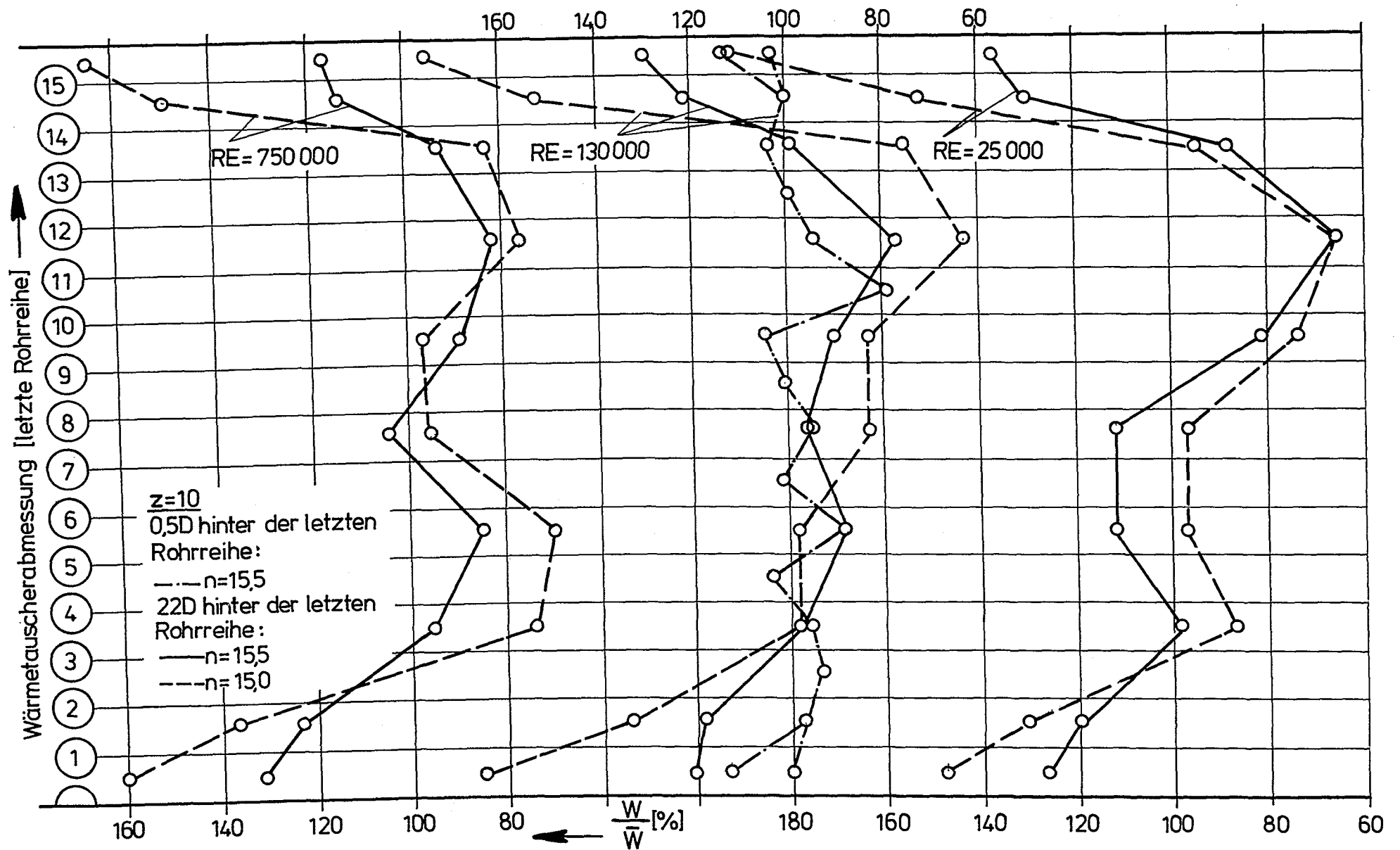


Abb.24 Geschwindigkeitsprofil stromabwärts vom Wärmetauscher

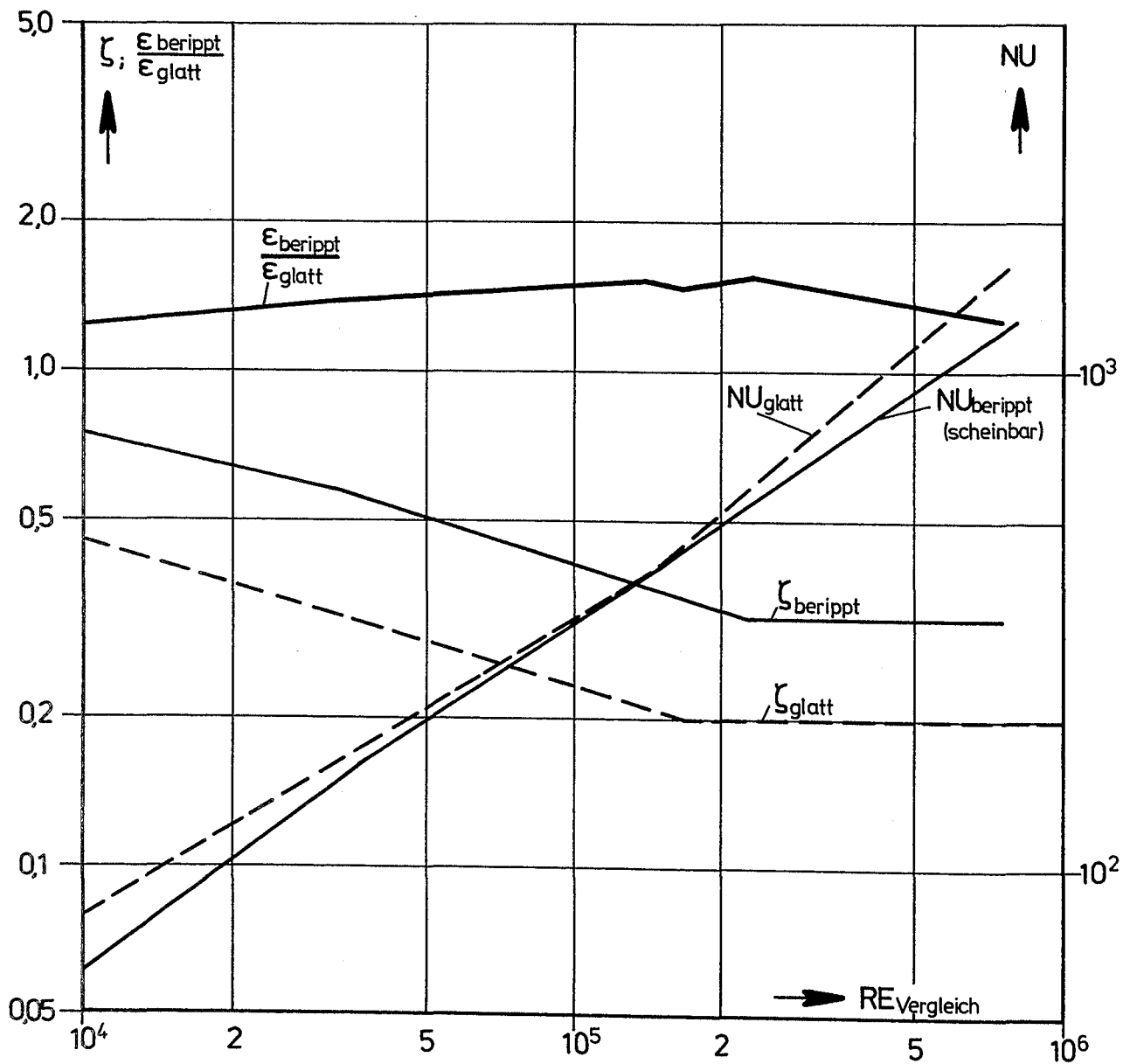


Abb.25 Vergleich der Leistungsziffern von Rippen- und Glattrohranordnung